

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos



UNIVERSIDAD
CARLOS III
DE MADRID

PROYECTO FIN DE CARRERA

RETROFIT DE UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR
HORIZONTAL CON UNIDAD DE REDUCCIÓN DE NO_x
MEDIANTE TECNOLOGÍA SCR

MIGUEL IBÁÑEZ FERNÁNDEZ DE RETANA

Titulación: Ingeniería Técnica Industrial
Especialidad: Mecánica

Tutor: Antonio Acosta Iborra

JULIO 2011



Universidad
Carlos III de Madrid



Proyecto Fin de Carrera

Título:

RETROFIT DE UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR HORIZONTAL CON UNIDAD DE REDUCCIÓN DE NO_x MEDIANTE TECNOLOGÍA SCR

Autor: Miguel Ibáñez Fernández de Retana	Tutor: Antonio Acosta Iborra
Titulación: Ingeniería Técnica Industrial	Departamento: Ingeniería Térmica y de Fluidos
Especialidad: Mecánica	

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi más profundo agradecimiento a mis padres, a mi familia y amigos, por el apoyo y cariño recibidos de ellos durante estos años. También a Lucila, por hacer que cada día merezca más la pena.

A mi tutor del Proyecto Fin de Carrera, el profesor D. Antonio Acosta, un agradecimiento muy especial por su gran atención, orientación e inestimable ayuda que me ha prestado durante la realización de este proyecto.

También es mi deseo agradecer a la empresa Foster Wheeler Energía la oportunidad que me dio para poder comenzar mi carrera profesional con ellos y el apoyo, información y asesoramiento recibidos para llevar a cabo este Proyecto Fin de Carrera. Quisiera mencionar expresamente al departamento de Postventa y remarcar mi agradecimiento al jefe del área de Optimización y Retrofit D. Isidro Egido por el apoyo mostrado durante este tiempo.

Dedico muy especialmente este proyecto a Elvira, a Pepe y a Javier.

ÍNDICE:

1	RESUMEN/ABSTRACT	9
2	INTRODUCCIÓN	10
2.1	Motivación del proyecto	10
2.1.1	Cogeneración	12
2.1.1.1	Marco económico de la cogeneración en España	12
2.1.1.2	Ventajas de la cogeneración en vista al futuro panorama energético	15
2.2	Objetivos del proyecto	19
2.3	Metodología de trabajo	21
2.4	Ciclo combinado con turbina de gas	22
2.4.1	Ventajas ambientales de las centrales de ciclo combinado con turbina de gas natural	23
2.5	Aspectos técnicos de la cogeneración	25
2.5.1	Tipos de cogeneración	25
2.5.1.1	Cogeneración con turbina de gas	25
2.5.1.2	Cogeneración con turbina de vapor	26
2.5.1.3	Cogeneración con ciclo combinado	27
2.5.1.4	Cogeneración con motor alternativo	28
2.6	Marco legal de la cogeneración	28
2.6.1	Marco legislativo actual	29
2.7	Calderas industriales	34
2.7.1	Tipos de calderas industriales	34
2.7.1.1	Calderas pirotubulares	34
2.7.1.2	Calderas acuotubulares	35
2.7.2	Componentes de una caldera industrial	36
2.7.3	Circulación natural	42
2.7.4	Aplicaciones de las calderas industriales	43
2.7.4.1	Calentar procesos	43
2.7.4.2	Generación de potencia mecánica	44
2.7.4.3	Generación de energía eléctrica	44
2.8	Calderas de recuperación de calor	44
2.8.1	Diferencias entre una caldera de recuperación de calor y una convencional	46
2.8.2	Circuito agua/vapor de la caldera	47
2.8.3	Postcombustión en una caldera de recuperación de calor	48
2.9	Contaminación atmosférica	49
2.9.1	Contaminantes primarios	50
2.9.2	Contaminantes secundarios	52



2.9.3	Reducción de NO _x mediante sistema de reducción catalítica selectiva (SCR)	52
2.9.3.1	Catalizador	53
2.9.3.2	Tipos de catalizador	56
2.9.3.3	Etapa de reacción	57
3	METODOLOGÍA DE CÁLCULO	60
3.1	Cálculo	61
3.2	Bases de diseño	63
3.2.1	Datos de operación	64
3.2.1.1	Turbina de gas	64
3.2.1.2	Composición del combustible considerado	66
3.2.1.3	Turbina de vapor	67
3.3	Criterios de diseño	68
3.4	Propiedades del agua/vapor	72
3.5	Propiedades de los gases de escape de turbina o quemadores de conducto	72
3.6	Balances de materia y energía del modelo	73
3.7	Diseño mecánico de los tubos de la caldera	76
3.7.1	Disposición de los tubos	80
3.8	Dimensionamiento térmico	80
3.8.1	Dimensionamiento del precalentador	80
3.8.2	Dimensionamiento de economizadores	81
3.8.3	Dimensionamiento de bancos evaporadores	81
3.8.4	Dimensionamiento de sobrecalentadores y recalentadores	82
3.8.5	Método de eficiencia NTU (Número de Unidades de Transferencia)	82
3.8.6	Coeficiente de transmisión de calor del lado gas	85
3.8.7	Coeficiente de transmisión de calor del lado agua/vapor	86
3.8.8	Coeficiente global de transferencia de calor, referido a la superficie exterior de los tubos	89
3.8.9	Cantidad total de tubos por intercambiador	91
3.8.10	Cálculo de la DTML (Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica)	91
3.9	Pérdidas de carga	93
3.9.1	Cálculo de la pérdida de carga en el lado gas	93
3.9.2	Pérdida de carga del agua/vapor en los circuitos	95
3.10	Cálculos mecánicos del resto de partes a presión	99
3.10.1	Calderines de alta y baja presión	100
3.10.1.1	Cuerpo	100
3.10.1.2	Fondos	101
3.10.2	Colectores	101
3.10.3	Prueba hidrostática	102



3.10.3.1	Límite elástico	103
3.11	Dimensionamiento del SCR.....	104
3.11.1	Dilución de amoníaco.....	105
3.11.2	Balance de materia y energía en el SCR	106
3.11.2.1	Corriente de NH ₃ puro.....	107
3.11.2.2	Corriente de agua de disolución del amoníaco al 25% en peso.....	107
3.11.2.3	Corriente de aire de atomización	107
3.11.2.4	Corriente de aire de dilución	108
3.11.2.5	Balance de materia y energía en el AIG	108
3.11.2.6	Balance de materia y energía en el monolito	109
3.11.2.7	Potencia de la resistencia calentadora	110
3.11.3	Catalizador monolítico	110
3.11.4	Pérdidas de carga a través del sistema SCR	113
4	RESULTADOS	115
4.1	Alternativas de diseño.....	115
4.2	Diseño geométrico y mecánico.....	120
4.2.1	Alternativa I	121
4.2.1.1	Recalentador primario y final (RHF1, RHF2 y RHP1)	121
4.2.1.2	Sobrecalentador primario y final de alta presión (HSP1 y HSF1)	123
4.2.1.3	Bancos evaporadores de alta presión (HBB1 y HBB2)	125
4.2.1.4	Sobrecalentador de media presión (LSF1).....	126
4.2.1.5	Bancos evaporadores de media presión (LBB1)	127
4.2.1.6	Economizadores de alta y media presión (HEC3, HEC1 y LEC1)	127
4.2.1.7	Precalentador de agua de alimentación (PREH).....	129
4.2.1.8	Verificación de presión hidrostática	130
4.2.2	Alternativa II	131
4.2.2.1	Recalentador primario y final (RHP1 y RHF2).....	132
4.2.2.2	Sobrecalentador primario y final de alta presión (HSP1 y HSF1)	133
4.2.2.3	Bancos evaporadores de alta presión (HBB1 y HBB2)	134
4.2.2.4	Sobrecalentador de media presión (LSF1).....	135
4.2.2.5	Bancos evaporadores de media presión (LBB1)	136
4.2.2.6	Economizadores de alta y media presión (HEC3, HEC1 y LEC1)	136
4.2.2.7	Precalentador de agua de alimentación (PREH).....	138
4.2.2.8	Verificación de presión hidrostática	139
4.2.3	Calderines	140
4.2.3.1	Calderín de alta presión.....	141
4.2.3.2	Calderín de media presión.....	142



4.2.4	Colectores	142
4.2.5	Análisis de las diferencias geométricas	146
4.3	Comportamiento térmico	147
4.3.1	Comparativa de temperaturas de lado gases y lado agua vapor	148
4.3.1.1	Modo UNFIRED	148
4.3.1.2	Modo COFIRED	150
4.3.1.3	Discusión sobre comparativa de temperatura de lados gases y lado vapor	152
4.3.2	Áreas de transferencia de calor	153
4.3.2.1	Discusión sobre áreas de transferencia de calor y cantidad de material	154
4.3.3	Calor absorbido por los bancos	156
4.3.3.1	Modo UNFIRED	156
4.3.3.2	Modo COFIRED	157
4.3.3.3	Discusión sobre calor absorbido por los bancos	158
4.3.4	Coeficientes globales de transferencia de calor, referidos al área exterior de los tubos	159
4.3.4.1	Modo UNFIRED	159
4.3.4.1.1	Modo COFIRED	163
4.4	Reducción de NO _x (SCR)	164
4.4.1	Sistema de inyección de NH ₃	164
4.4.2	Catalizador	165
4.5	Pérdidas de carga en el lado gases	166
4.5.1	Modo UNFIRED	167
4.5.2	Modo COFIRED	168
4.5.3	Discusión de resultados pérdidas de carga en el lado gas por efecto de los tubos	169
4.5.4	Pérdidas de carga a través del sistema de reducción de NO _x	170
5	ESTUDIO ECONÓMICO	173
5.1	Presupuesto de partes a presión	173
5.1.1	Bancos de tubos	173
5.1.2	Colectores	175
5.1.3	Calderines	176
5.1.4	Válvulas de seguridad	176
5.1.5	Presupuestos de fabricación de partes a presión para cada alternativa	177
5.2	Nuevo sistema de combustión suplementario	178
5.3	Equipo de impulsión para el sistema agua/vapor	178
5.4	Sistema de reducción de emisiones de NO _x	179
5.5	Instrumentación, control y dispositivos eléctricos	181
5.6	Montaje y puesta en marcha	181
5.7	Gestión del proyecto e ingeniería de proyecto	182



5.8	Provisión de contingencia	182
5.9	Margen de beneficio	183
5.10	Precios finales de venta	183
6	CONCLUSIONES	184
6.1	Resumen de los principales resultados	184
6.2	Alternativas de diseño	184
6.2.1	Diseño geométrico y mecánico	189
6.2.1.1	Alternativa I	189
6.2.1.2	Alternativa II	192
6.2.1.3	Calderines y colectores	195
6.2.1.4	Colectores	196
6.2.1.5	Análisis de las diferencias geométricas	197
6.3	Comportamiento térmico	199
6.3.1	Temperaturas de lado gases y lado agua/vapor	200
6.3.2	Calor absorbido en los bancos de tubos	202
6.3.3	Coeficientes globales de transferencia de calor, referidos al área exterior de los tubos	203
6.4	Reducción de NO _x	205
6.4.1	Sistema de inyección de NH ₃	205
6.4.2	Catalizador	206
6.5	Pérdidas de carga en el lado gases	206
6.5.1	Pérdidas de carga a través del sistema de reducción de NO _x	208
6.6	Resumen de estimación económica	210
6.7	Conclusiones finales a los resultados	211
6.8	Crítica a los resultados	214
6.9	Líneas de acción futuras	215
6.9.1	Estudio fluido-dinámico mediante software específico	215
6.9.2	Simulación de estados transitorios en la caldera	216
7	COSTE ECONÓMICO DEL PROYECTO	218
	ANEXO I: PLANOS DE DISPOSICIÓN DE BANCOS	219
	ANEXO II: RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS TÉRMICOS Y PÉRDIDAS DE CARGA.....	229
	ALTERNATIVA I, UNFIRED	230
	ALTERNATIVA II, UNFIRED	265
	ALTERNATIVA I, COFIRED	299
	ALTERNATIVA II, COFIRED	334



ANEXO III: RESULTADOS DE DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN DE NOX	369
Eficiencia de reducción y necesidades de amoniaco	370
ALTERNATIVA I, COFIRE	371
ALTERNATIVA II, COFIRE	374
 ANEXO IV: RESULTADOS DIMENSIONAMIENTO MECÁNICO	 377
 ANEXO V: FUNCIONES DE BESSEL.....	 381
 ANEXO VI: LISTA DE FIGURAS Y LISTA DE TABLAS	 383
Lista de figuras	383
Lista de tablas	386
 BIBLIOGRAFÍA.....	 391

1

RESUMEN/ABSTRACT

El presente proyecto académico, consistente en el retrofit de una instalación industrial, convirtiendo una instalación térmica con turbina de gas en un ciclo combinado con cogeneración, ha sido realizado en colaboración con la empresa FOSTER WHEELER ENERGÍA S.L.U.

FOSTER WHEELER ENERGIA S.L.U. es una empresa española integrada en FOSTER WHEELER GLOBAL POWER GROUP que se dedica al diseño y suministro de todo tipo de calderas industriales, quemadores, condensadores, calentadores, equipos auxiliares así como al desarrollo de la consultoría energética.

Se han comparado dos alternativas de diseño de calderas de recuperación de calor, la clásica con tubos de mayor tamaño y en consecuencia menor cantidad de tubos, con otra más vanguardista, que aboga por un diseño compacto, con mayor cantidad de tubos y de menor diámetro.

Asimismo, se ha considerado un sistema de reducción de NO_x mediante tecnología SCR, con el fin de conseguir que la instalación cumpla las normativas de emisiones actuales, respecto a los óxidos de nitrógeno.

Se ha estudiado el comportamiento de la caldera en ambas configuraciones propuestas, analizando los parámetros más influyentes.

The present academic Project, which consist of the retrofit of an industrial facility, modifying a thermal plant based on a gas turbine into a gas turbined combined cycle with cogeneration, has been developed in collaboration with FOSTER WHEELER ENERGÍA, S.L.U.

FOSTER WHEELER ENERGÍA, S.L.U. is a Spanish company integrated in FOSTER WHEELER GLOBAL POWER GROUP and dedicated to design and supply of all type of industrial boilers, burners, steam condensers, feedwater heaters, auxiliary equipment as well as energy consultancy.

Two options has been compared for designing a heat recovery steam generator: the classic one with greater tube diameters and, in consequence, lower amount of tubes; and the more avant-garde one calling for a more compact design, with more number of tubes and smaller tube diameters.

It has also been considered a NO_x reduction system, by means of SCR technology, in order to ensure that the installation comply with current emissions regulations, in reference to nitrogen oxides.

The behavior of the boiler in two proposed cases has been studied by analyzing the main influential parameters.

2 INTRODUCCIÓN

2.1 Motivación del proyecto

El presente proyecto tiene por objeto mostrar la labor de ingeniería que ha de ser llevada a cabo cuando se afronta un *retrofit*, comprobando que siempre hay varias formas adecuadas para resolver un mismo problema y qué factores ayudan a optimizar el diseño.

Un *retrofit*, referido a trabajos llevados a cabo sobre instalaciones industriales, es un reacondicionamiento de los equipos o elementos que componen la planta industrial, más allá de una simple reparación. Para que un trabajo pueda ser llamado de esta forma, la labor desarrollada debe estar relacionada con la optimización del ciclo, la reducción de emisiones, la mejora del comportamiento de la caldera mediante un cambio en la filosofía, o ideas similares.

Aunque normalmente estos trabajos consisten en optimizar, adaptar o mejorar zonas concretas de la instalación (diseño de quemadores de bajo NO_x de carbón pulverizado, adaptación de los conductos de salida de caldera y diseño de un reactor catalítico selectivo adecuado, optimizar los bancos evaporadores de una caldera concreta,...), se ha optado por un caso extremo: se considera que la instalación existente consiste en una turbina de gas con la carcasa para la caldera de recuperación de calor y la chimenea construidas, pero sin bancos de tubos. De modo que, en la práctica, sería transformar una instalación de producción eléctrica mediante turbina de gas en un ciclo combinado con turbina de gas.

Aunque no es frecuente, en ocasiones resulta interesante para empresas del sector industrial comprar un proyecto “llave en mano” de una o varias calderas de recuperación de calor construidas en varias etapas, por ejemplo:

1. Aprovechando la obra que debe hacerse para la instalación de la turbina de gas, se llevaría a cabo la primera fase de la obra de la caldera de recuperación de calor que, básicamente, consistiría en el diseño, suministro y montaje del conducto/carcasa de la caldera (con sus correspondientes cimentaciones, estructura fría, plataformas, aislamiento cerámico, etc.). La turbina de gas podría de este modo funcionar adecuadamente, y generar energía según describe el ciclo Brayton, como el mostrado en la figura 2.1, ya que en la carcasa no se recuperaría calor.

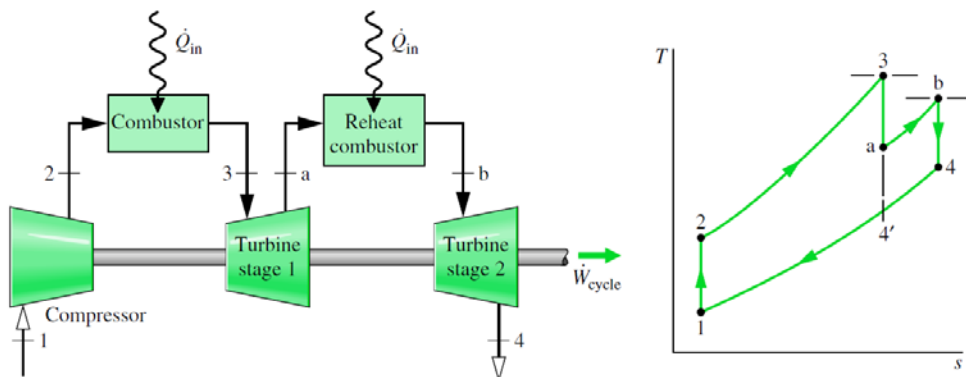


Figura 2.1 – Esquema y diagrama T-s del Ciclo de Brayton ideal con recalentamiento. Fuente: [24]

El rendimiento termodinámico neto típico del ciclo está en torno al 35%, inferior al de un ciclo combinado. Sin embargo existen turbinas de altas prestaciones que superan con creces dicha cifra. Sin embargo, cuando el gas natural era más barato a una compañía podía compensarle producir energía de un modo menos eficiente, frente a los intereses que debía pagar en concepto de financiación.

- Posteriormente, ajustándose a la conveniencia de un hipotético Cliente, la Propiedad de la instalación industrial existente, se instalarían las partes a presión que conforman la caldera. Los conductos que van a alojar la caldera estarían dotados de “tapas”, diseñadas para poder extraerse y, de esta forma, tener espacio suficiente para la instalación de los diversos bancos de tubos de la caldera originalmente diseñada.

En caso de que no estuvieran proyectados para la segunda fase, se instalarían los quemadores de conducto en una tercera fase. Como se explica en el apartado 2.8.3 Postcombustión en una caldera de recuperación de calor, los quemadores de conductos se instalan para cubrir demandas pico o actuar como quemadores permanentes. Están instalados en la zona media del conducto que va desde el escape de la turbina de gas hasta los primeros bancos de la caldera. Aprovechan el elevado exceso de oxígeno de los gases de escape de la turbina de gas para llevar a cabo una combustión adicional. Es una forma de ampliar artificialmente la máxima carga de la turbina de gas.

En muchos casos, y cada día más, se buscan aumentos de eficiencia global de los ciclos combinados mediante diferentes soluciones de cogeneración. De este modo, se aprovecha al máximo el calor residual del vapor en la turbina, aumentando la eficiencia global del ciclo.

Sin embargo, con el comienzo de la recesión económica la demanda energética no sólo se estancó sino que decreció, debido al fuerte colapso sufrido en el sector industrial (figura 2.2).

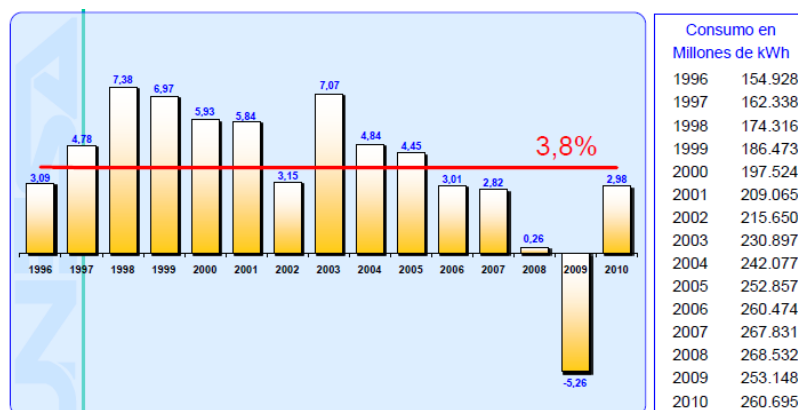


Figura 2.2 – Crecimiento total de la demanda en España. Fuente: [27]

Durante estos años, se han parado proyectos y pequeñas y medianas ingenierías se han visto obligadas a cerrar, debido fundamentalmente a la falta de inversión en nuevos proyectos por parte de las grandes empresas del sector energético, por problemas estratégicos o de financiación.

En este contexto, desde el segundo trimestre de 2010, en vista de cierta recuperación en el sector industrial, las empresas del sector han comenzado a demandar, entre otros, proyectos consistentes en la recuperación de trabajos que originalmente fueron de otras compañías, y que, debido a la desaparición de las mismas en los últimos años, habían quedado inconclusos.

2.1.1 Cogeneración

Mediante “cogeneración” se define la producción simultánea de electricidad y energía térmica útil, a partir de una misma fuente de energía primaria, consistente en un combustible fósil (por ejemplo, gasoil o gas natural).

La generación simultánea de electricidad y calor en los equipos de cogeneración permite maximizar la eficiencia de aprovechamiento energético del combustible. Por otro lado, los combustibles típicamente empleados son menos contaminantes que los utilizados en las instalaciones térmicas convencionales.

2.1.1.1 Marco económico de la cogeneración en España

El encarecimiento de la energía eléctrica en los últimos tiempos ha hecho que la rentabilidad de estos sistemas sea ciertamente atractiva. El potencial de ahorro de energía primaria que ofrecen los equipos de cogeneración con motores alternativos de gas y diesel es muy alto al compararlo por separado con la generación de electricidad y la generación de energía

térmica. Esta mejora repercute positivamente en los costes energéticos del usuario. Podría decirse que el aumento de la eficiencia mediante este tipo de ciclos evita la construcción de nuevas centrales convencionales.

Hasta comienzos de los años noventa, la producción conjunta de calor y energía eléctrica en España en instalaciones de cogeneración como las descritas era poco significativa. Sin embargo, en las últimas décadas la situación ha cambiado de forma radical, si bien se viene observando un descenso en la inversión de este tipo de productos desde el año 2000, como se observa en la figura 2.3, principalmente suscitado por la fuerte apuesta a favor de las energías renovables. El efecto de la recesión económica también ha sido palpable en los últimos años.

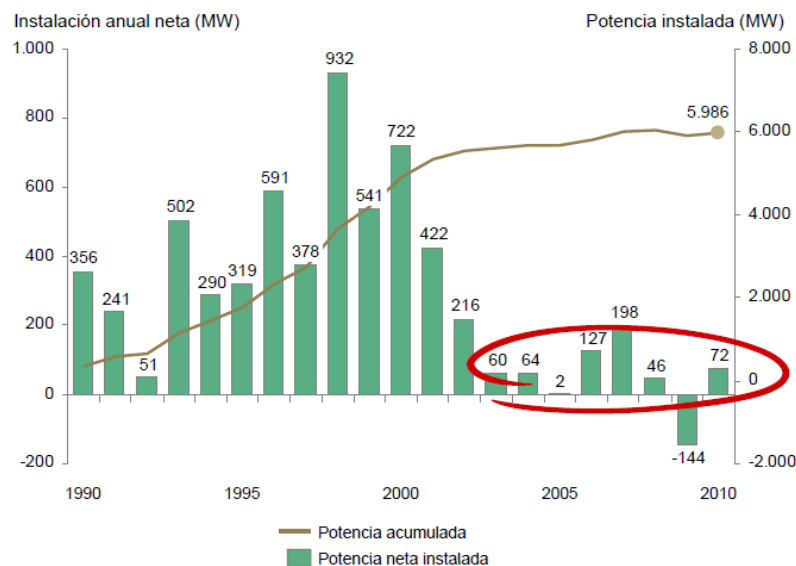


Figura 2.3 – Evolución de la potencia instalada de cogeneración en España. Fuente: [4]

En la actualidad existen barreras que frenan el desarrollo de la cogeneración en España, entre las que se pueden distinguir [4]:

- **Barreras económicas:**

- La cogeneración añade el riesgo de la empresa propietaria de la central a los riesgos comunes a otras tecnologías de generación, puesto que requiere la actividad de la industria asociada para poder operar con normalidad, lo que es especialmente relevante en entornos de recesión económica como el actual. La actividad de cogeneración va intrínsecamente unida a un proceso industrial o residencial con demanda de calor; el cese o alteración significativa de dicha demanda impide que la cogeneración siga operando.

- La inexistencia de incentivos para la cogeneración de más de 50 MWt impide la realización de un potencial significativo con un impacto positivo para la mejora de la eficiencia energética, lo cual es contrario al espíritu de la directiva europea de cogeneración (2004/8/CE) que establece que se garantizará que “el apoyo a la cogeneración se base en la demanda de calor útil y el ahorro de energía primaria”.
- Gran parte de la nueva cogeneración es para uso particular (cogeneración marginal). Sin embargo, esta tecnología está infrautilizada porque tiene un atractivo para el inversor (retorno vs. riesgo) peor que el implícito en las primas de la ley. Se ha detectado un empeoramiento de la rentabilidad vinculada a escalas de primas por debajo de lo razonable, niveles de funcionamiento de las instalaciones por debajo de lo esperado, riesgos específicos, etc.
- **Barreras de financiación:**
 - El contexto actual de recesión económica ha propiciado dificultades de acceso y encarecimiento de la financiación, tanto para compañías industriales como a los promotores, que reducen adicionalmente la rentabilidad de los nuevos proyectos.
- **Barreras administrativas:**
 - El registro de preasignación de potencia añade dificultad burocrática y no se justifica como control especulativo, dado que el potencial de cogeneración es acotado por requerir la demanda de calor útil.
 - Existe ambigüedad y aplicación desigual por comunidades autónomas en los criterios de aplicación del incentivo a la renovación.
 - La gestión de la cogeneración tiene una complejidad creciente, lo que hace necesario facilitar el desarrollo de empresas de servicio energético (ESCOs) para su crecimiento.
- **Incertidumbre:**
 - La incertidumbre sobre el marco regulatorio también supone un importante freno para el desarrollo de la cogeneración, principalmente acerca de las asignaciones futuras de derechos de CO₂ y el marco retributivo.

Sin embargo, la cogeneración presenta claras ventajas que le hacen posicionarse a la cabeza de las tecnologías de generación de energía basadas en combustibles fósiles, de cara al futuro.

2.1.1.2 Ventajas de la cogeneración en vista al futuro panorama energético

Para empezar, la cogeneración es un instrumento clave para eficiencia energética y la reducción de emisiones de Gases de Efecto Invernadero (GEI) en España, con ahorros económicos significativos. Permite reducir el 2% de las importaciones energéticas en España. Como se aprecia en figura 2.4, presenta los valores medios de eficiencia más altos, entre los distintos tipos de generación eléctrica convencional.

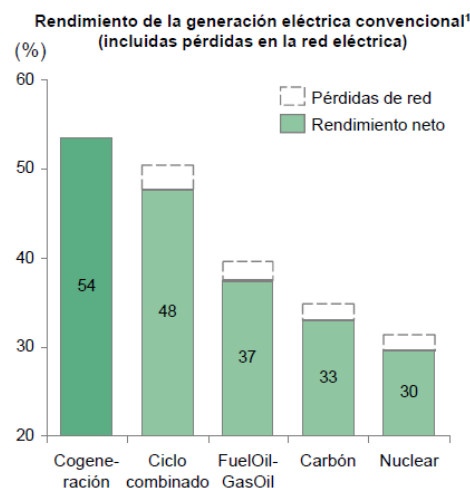


Figura 2.4 – Rendimiento de la generación eléctrica convencional (incluidas pérdidas en red eléctrica). Fuente: [27]

Ampliar el 50% del potencial de cogeneración definido por el IDAE permitiría ampliar notablemente estos ahorros, hasta el 3,5% en las importaciones energéticas. Puede decirse que, maximizando la eficiencia energética se reduce la alta dependencia de España de las importaciones de combustibles de otros países. Supondría un ahorro cercano a 600 MEUR anuales, si se cumplieran las previsiones del Plan Nacional de Energías Renovables 2011-2020 (PANER) [22].

Gracias a su mayor eficiencia energética y a que va asociada a combustibles más limpios, la cogeneración reduce fuertemente las emisiones de CO₂ a la atmósfera. En la figura 2.5, se observa que, en comparación con el parque térmico convencional, la emisión específica de una cogeneración es un 44% inferior a la de un parque térmico convencional.

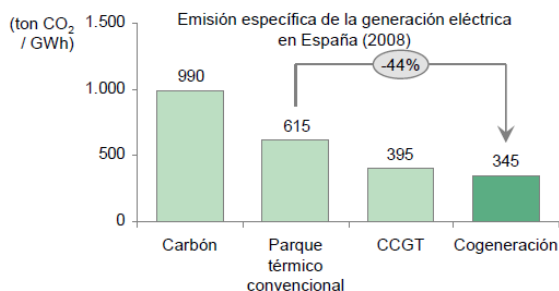


Figura 2.5 – Emisión específica de la generación específica en España (2008). Fuente: [27]

En 2009, la cogeneración ahorró al país la emisión de 13,2 millones de toneladas de CO₂, que equivale a un 3,2% de las emisiones de CO₂ en España.

Aparte de los factores de ahorro energético y económico más palpables, la cogeneración supone la respuesta a algunos de los retos nacionales, en cuanto a estrategia de mercado. Resulta esencial para la competitividad y el mantenimiento del empleo industrial, puesto que en España hay más de 1,4 millones de empleos industriales en sectores con alto potencial de penetración de la cogeneración, de los que depende el 40% del PIB industrial (sin contar con la construcción) [4].

Sector	VAB (MEUR)	%VAB Industrial	Empleos
Papel y cartón	12.694	7,5%	255.500
Textil	6.139	3,6%	227.500
Químico	13.921	8,2%	175.300
Alimentación	20.793	12,3%	478.300
Minerales no metálicos	11.614	6,9%	224.000
Refino	2.418	1,4%	9.400
TOTAL	67.579	39,9%	1.370.000

Tabla 2.1 – Impacto económico y laboral de sectores intensivos en cogeneración. Fuente: [4]

Se puede decir que la cogeneración actúa como motor de inversión, innovación, desarrollo económico y creación de empleo, puesto que el desarrollo de la cogeneración propuesto por el PANER permitirá una inversión acumulada de más de 10.000 MEUR, como se aprecia en el gráfico de la figura 2.6.

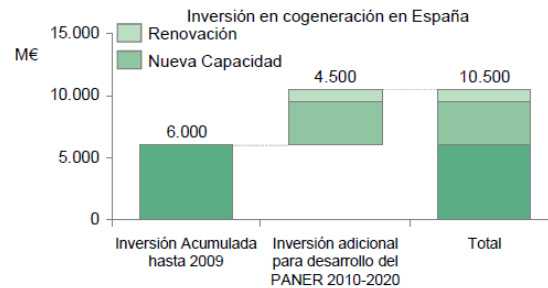


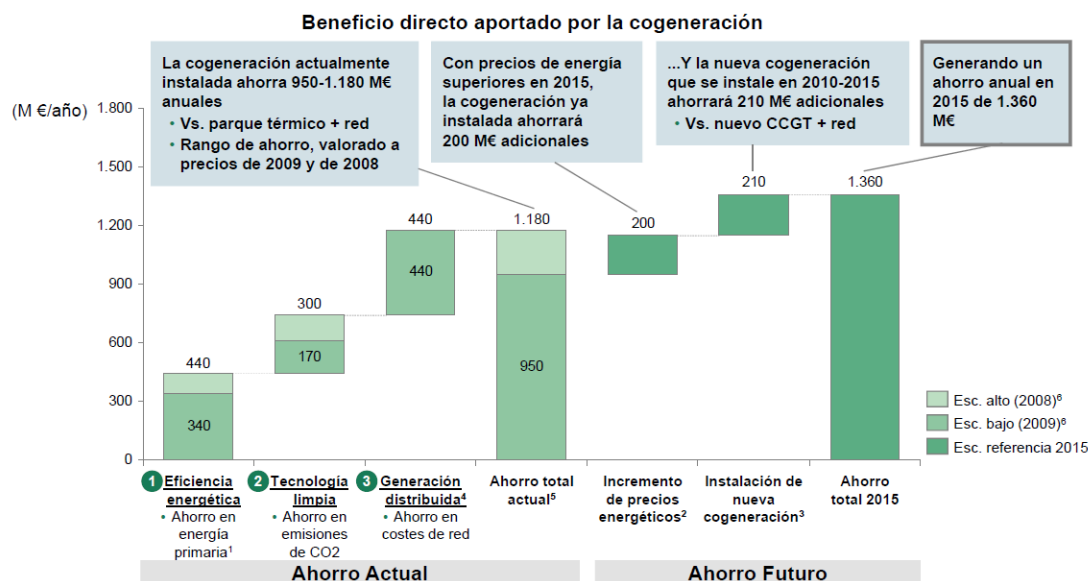
Figura 2.6 – Inversión acumulada en cogeneración en España prevista para 2020. Fuente: [4]

Por tratarse de generación distribuida, la cogeneración produce la electricidad en el punto de consumo o en su entorno cercano, por lo que el suministro no depende de posibles fallos en las líneas eléctricas de transporte y distribución. De este modo, asegura el suministro y optimiza el uso de la red.

También elimina las pérdidas en red eléctrica y el costoso despliegue y mantenimiento de las redes de transporte y distribución eléctrica. Adicionalmente, cerca del 90% de la cogeneración instalada posee equipos para controlar la energía reactiva, que permiten optimizar la capacidad de transporte de la red eléctrica.

En comparación con las energías puramente renovables, la producción eléctrica de la cogeneración es predecible y garantizada, puesto que no depende de agentes externos, como el viento o la radiación solar, y tiene una disponibilidad casi total. Existen cerca de 1.000 instalaciones de cogeneración en España, por lo que una parada imprevista de una de ellas es fácilmente cubierta, a diferencia de tecnologías no predecibles. Es más, en un sistema eléctrico con una penetración creciente de energías renovables no predecibles, resulta fundamental que algunas plantas de cogeneración aprovechen sus excedentes de capacidad para cubrir picos de demanda.

Adicionalmente, la cogeneración tiene un impacto económico directo muy positivo para el país, con unos beneficios derivados de sus ventajas energéticas superiores a los 1.300 MEUR anuales, como se muestra en la figura 2.7, superando el valor económico directo a la retribución percibida por la misma [4].



1. Incluye el ahorro energético por pérdidas en la red evitadas. 2. Considera el aumento del ahorro debido únicamente al aumento de los precios energéticos (gas, CO₂, etc.) en 2009-2015. Considera en 2015 un escenario de referencia con un precio de gas en frontera de 22 EUR/MWh y CO₂ de 19 EUR/t. 3. Asume la instalación de 1.750 MW de nueva cogeneración (en la línea PANER), y valora el ahorro aportado en eficiencia energética, emisiones y despliegue de red por esta nueva cogeneración, frente a la alternativa de generación centralizada con CCGT. 4. Considera un ahorro en red derivado de los menores costes de transporte, distribución, comercialización e interrupción del suministro. 5. Considera un ahorro frente a parque térmico+red. 6. Para valorar el ahorro actual, considera dos escenarios de precios energéticos: un escenario bajo con precios de 2009 (precio de gas en frontera 17 EUR/MWh, precio CO₂ 13 EUR/t) y un escenario alto con precios de 2008 (precio de gas en frontera 22 EUR/MWh, precio de CO₂ 23 EUR/t).

Figura 2.7 – Beneficio directo aportado por la cogeneración actual y futuro. Fuente: [4]

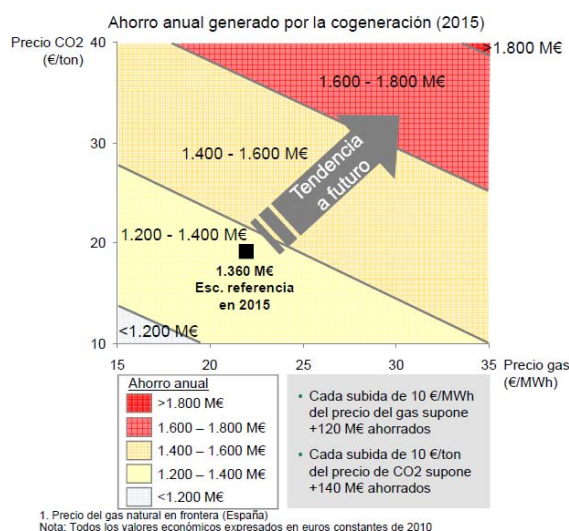


Figura 2.8 – Expectativas de ahorro anual generado por la cogeneración en 2015. Fuente: [22]

Se deduce pues que la cogeneración es más valiosa para el sistema cuanto mayor sea el coste de la energía primaria y del CO₂, como se observa en la figura 2.8. Este punto es clave para la estrategia energética de España a futuro debido a la tendencia alcista de los precios de los combustibles fósiles.

2.2 Objetivos del proyecto

El presente proyecto tiene por objeto mostrar y desarrollar el tipo de cálculos térmicos mecánicos y económicos a los que se enfrenta un ingeniero de optimización. Un proyecto de *retrofit* consiste fundamentalmente en una modificación a gran escala de un equipo existente con el fin de optimizar de alguna forma su funcionamiento. No es, pues, una simple reparación o puesta a punto.

Se ha considerado el diseño de una caldera de recuperación que forma parte de un ciclo combinado con turbina de gas, en un complejo industrial, aprovechando la turbina de gas, estructura, plataformas, conducto (carcasa) y chimeneas existentes, así como la instrumentación y otros elementos que formarían la parte inicial de una hipotética instalación.

Se ha considerado que la turbina de vapor, que está conectada a un alternador, trabaja a contrapresión y que el caudal de fluido a baja presión a la salida de la turbina se dirige a un proceso de una hipotética refinería adyacente, por lo que el ciclo combinado forma parte de una cogeneración. Por tanto, no hay condensador en el ciclo.

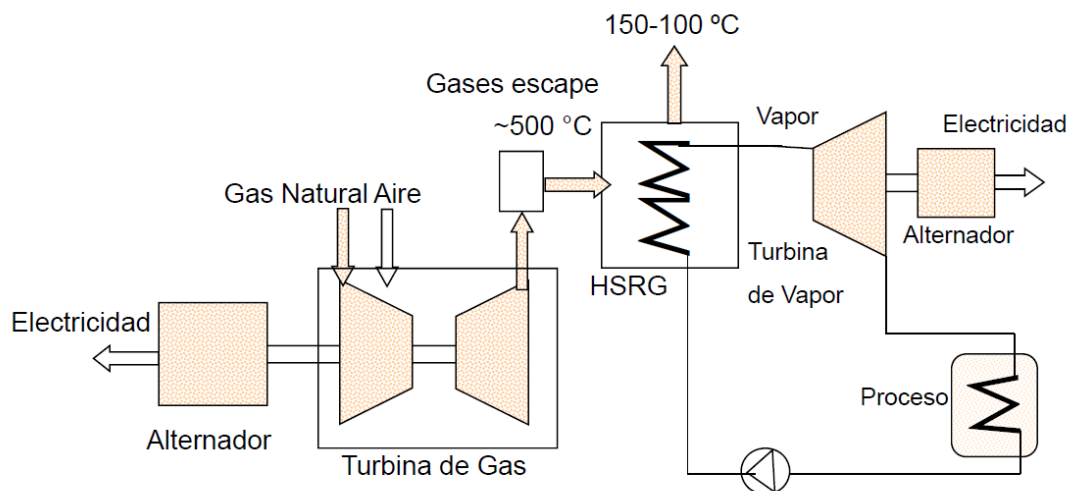


Figura 2.9 – Ciclo combinado con turbina de gas y cogeneración, considerado en el presente proyecto

Los principales objetivos del presente proyecto académico son:

1. El objetivo fundamental del presente documento es la elaboración de un proyecto de carácter académico, en colaboración con una empresa ajena a la universidad y bajo la tutela del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. El autor del proyecto ha adquirido en ella los conocimientos básicos para llevar a cabo el diseño optimizado de este tipo de generadores de vapor.

2. Se ha diseñado una caldera de recuperación de calor en base a unas condiciones de operación impuestas por un hipotético Cliente. El estudio contempla la operación del generador de vapor con y sin postcombustión.
3. Se han propuesto dos alternativas de diseño, igualmente válidas, que cumplen los requisitos demandados de manera similar. Sin embargo, la disposición de los bancos y la geometría de las partes a presión varían entre ellas, respondiendo a criterios de diseño ligeramente distintos.
4. Ha sido propuesto un sistema de reducción de NO_x, mediante reacción catalítica selectiva (tecnología SCR). De este modo, cuando se opera en postcombustión y las emisiones se disparan, es posible contenerlas por debajo de los límites marcados por la legislación vigente.
5. En base a los casos propuestos, se ha discutido cuál es la mejor de las alternativas. En definitiva, se muestran los puntos fuertes en la optimización del diseño de un equipo de este tipo.
6. Se ha llevado a cabo un estudio económico, con el presupuesto desglosado del proyecto para ambas alternativas propuestas. Se han considerado todos los costes asociados a proyectos reales similares. El coste global de cada una de las alternativas propuestas será otro dato a tener en cuenta para el rechazo de una de ellas a favor de la otra.
7. Se han definido las características principales de la caldera de recuperación de calor, impuestas por el hipotético Cliente. El equipo se ha diseñado para su instalación en el interior de una carcasa existente, que se encuentra a la intemperie, aguas debajo de la turbina de gas. Recupera el calor de los gases de escape de dicha turbina, con el objeto de producir vapor sobrecalentado y recalentado de proceso para la planta.

La caldera es acuotubular, es decir, el agua/vapor circula por el interior de los tubos, mientras que el gas lo hace por el exterior. La circulación es natural, con dos niveles de presión, y los tubos de la caldera están dispuestos de forma vertical. El agua de alimentación está previamente filtrada y desgasificada, y pasa por un banco precalentador de agua antes de alimentar a los evaporadores. Con el fin de que llegue a estos bancos con una temperatura adecuada, se ha considerado la incorporación de una bomba de recirculación, que mantiene una circulación de agua en el precalentador tal que la temperatura del fluido a la entrada de los economizadores esté por encima de 85 °C.

Para funcionar en postcombustión se ha contemplado la instalación de unos quemadores de conducto de potencia acorde a la requerida. El combustible de estos quemadores es el mismo que el de la turbina de gas, un gas natural de alta calidad, seco y sin azufre.

En el presente proyecto académico únicamente se ha considerado el diseño mecánico y térmico de la caldera, así como el dimensionamiento del sistema de reducción de NO_x. El diseño del resto de componentes, incluido el quemador de conducto, queda excluido del alcance de este proyecto.

2.3 Metodología de trabajo

Como se ha reflejado previamente, el presente proyecto ha sido realizado por D. Miguel Ibáñez Fernández de Retana en colaboración con la empresa Foster Wheeler Energía S.L.U. y bajo la tutela del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid, adaptando posteriormente los conocimientos adquiridos y la labor desarrollada en dicha empresa a los objetivos que persigue un proyecto académico.

El trabajo realizado puede dividirse en varias fases:

1. Aprendizaje, que comprende desde la formación inicial del autor del proyecto en la mencionada empresa, hasta los cursos internos a los que ha asistido para conocer el funcionamiento del software de Foster Wheeler, que ha sido empleado para llevar a cabo el trabajo.
2. Documentación, en la cual el autor del presente proyecto ha estudiado diversos libros y manuales, debidamente referenciados en el apartado de bibliografía, acerca del diseño de este tipo de equipos.
3. Desarrollo de cálculos, en la cual primeramente se han concebido las alternativas de diseño con el concepto claro de proponer una solución más conservadora, con el diseño típico que Foster Wheeler ha propuesto durante años con resultados satisfactorios, y otra solución que busque compactar el intercambiador.

Se han seguido los criterios de trabajo y estándares de diseño de Foster Wheeler Energía S.L.U., basados en la larga experiencia de la corporación Foster Wheeler en el diseño de este tipo de equipos y que se recoge en el libro *Design manual for Heat Recovery Steam Generators* [5]. Se trata de un manual de desarrollo propio y cuya información es, en parte, confidencial.

Dado que la información pública acerca de catalizadores es escasa (tipos, morfología, aplicación, funcionamiento, etc.), se ha considerado, para el dimensionamiento del monolito del sistema de reducción de NO_x, la información que maneja habitualmente el departamento de Postventa de Foster Wheeler Energía S.L.U. para las estimaciones de reducción en calderas de recuperación de calor con turbinas de gas natural, con potencias térmicas similares.

4. Evaluación de los resultados, en la cual, una vez bien claras las alternativas posibles y sus características, se ha establecido una comparación entre ambas con el fin de extraer conclusiones acerca de su comportamiento.
5. Redacción de la memoria.

El diseño térmico y mecánico de la caldera, así como los cálculos asociados a los mismos, esto es, el cuerpo principal en que se sustenta el presente proyecto académico, han sido realizados por el autor del mismo. Para la realización del presente proyecto académico, el autor ha obtenido la colaboración del departamento de Postventa de Foster Wheeler Energía S.L.U. Dicho departamento ha facilitado acceso al software de diseño empleado para el desarrollo del proyecto académico (el HRSG2000, desarrollado por Foster Wheeler North America Corporation), así como a los diversos manuales de diseño, normativa y gran parte de la documentación consultada.

Aparte, se han realizado consultas puntuales a otros departamentos recopilar la información que ha considerado necesaria. Las consultas han estado fundamentalmente relacionadas con el estudio económico del presente proyecto. Los departamentos Comercial y de Compras y Aprovisionamiento, han facilitado el acceso a precios de todos los conceptos considerados, así como ratios típicos considerados en estimaciones de precio para ofertas preliminares. En base a ellos se han podido establecer precios que pueden ser considerados realistas.

En un proyecto real, puede decirse que, de un modo u otro, todos los departamentos de la empresa se ven involucrados en él. Aunque sí se ha visto reflejada su aportación teórica en los presupuestos estimados en el estudio económico, no ha habido colaboración con otros departamentos más que con Postventa.

2.4 Ciclo combinado con turbina de gas

Se denomina ciclo combinado en la generación de energía a la co-existencia de dos ciclos termodinámicos en un mismo sistema, uno cuyo fluido de trabajo es el vapor de agua y otro cuyo fluido de trabajo es un gas producto de una combustión.

Las centrales térmicas convencionales emplean turbinas de vapor para accionar los alternadores que generan electricidad. Las centrales denominadas de ciclo combinado utilizan, además de la turbina de vapor, una turbina de gas en la cabecera del proceso. Ello permite alcanzar rendimientos eléctricos próximos al 55% [20], cuando en una central térmica convencional este rendimiento se sitúa alrededor del 37% [29].

Con esta técnica, a partir de una única fuente de energía, se obtiene electricidad en dos etapas: mediante la turbina de gas se generan, aproximadamente, dos tercios de la energía eléctrica producida, mientras que a través de la turbina de vapor se genera el tercio restante.

La primera etapa del ciclo corresponde a la turbina de gas, donde el gas natural es inyectado en el combustor conjuntamente con el aire de combustión, el cual ha sido previamente filtrado y comprimido en el compresor interno de la propia turbina. En el combustor tiene lugar el proceso de combustión a alta presión. La energía de los gases de combustión, al expandirse sobre los álabes de la turbina, hace girar el eje principal que, acoplado al generador, transforma la energía mecánica en eléctrica.

Los gases de escape de la turbina, a una temperatura cercana a los 500 °C, circulan a través de una caldera, donde se recupera la mayor parte del calor que contienen, en forma de vapor sobrecalentado o recalentado. Este vapor se expande en la turbina de vapor que, acoplada a su vez a un alternador, constituye la segunda etapa de la generación eléctrica. El vapor expandido a baja presión a la salida de la turbina de vapor, pasa a un condensador donde, el agua, de nuevo en fase líquida, es introducida en la caldera para cerrar el ciclo.

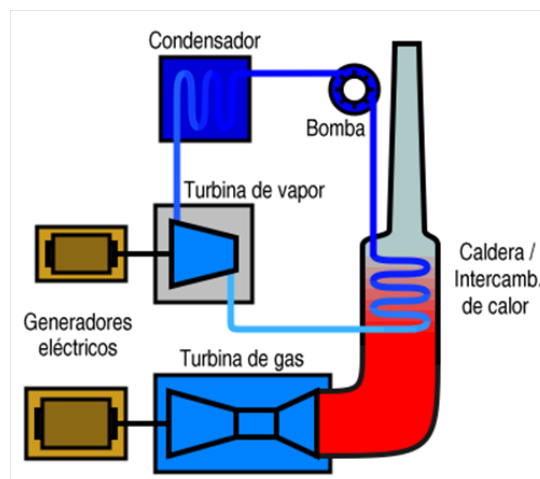


Figura 2.10 – Esquema típico de una planta de ciclo combinado y una turbina de gas. Fuente: [29]

Si en lugar de un condensador (como se observa en la figura 2.10), tras la turbina de vapor se dispusiera una salida hacia un proceso periférico en la misma planta, se estaría dando lugar a una cogeneración con ciclo combinado con turbina de gas, como la que se propone en el presente proyecto, tal y como se describe en el párrafo 2.5.1.2 Cogeneración con turbina de vapor.

2.4.1 Ventajas ambientales de las centrales de ciclo combinado con turbina de gas natural

- **Menor consumo de energía:** la tecnología empleada en las centrales de ciclo combinado con turbina de gas natural permite aumentar su rendimiento en comparación con las centrales térmicas convencionales, reduciendo el consumo de combustible por

kWh producido. Prácticamente, el 55% de la energía introducida en el sistema se transforma realmente en energía eléctrica. En las centrales térmicas tradicionales esta eficiencia es sólo de un 37%, como ya se ha comentado.

- **Menor contaminación atmosférica:** Además de reducirse las emisiones debido a la mayor eficiencia energética del ciclo, el gas natural es un combustible más limpio que el carbón o el petróleo y sus derivados. Al utilizar gas natural, se emiten menos gases contaminantes a la atmósfera, como son el dióxido de carbono (CO₂) y los óxidos de nitrógeno (NO_x) y de azufre (SO₂).

Combustible	Planta	Eficiencia (%)	CO ₂ gr/kWh	SO ₂ gr/kWh	NO _x gr/kWh
Carbón	Central térmica convencional	36	909	12,6	4,10
Fuel Oil	Central térmica convencional	37	727	8,00	2,60
gas Natural	Central térmica convencional	38	482	0,01	1,00
Carbon	Central t. de lecho fluidizado	37	884	0,84	0,42
Carbón	C. gasificación integrada ciclo combinado	42	779	0,30	0,30
Gas Natural	Central de ciclo combinado	54	345	0,00	0,27

Tabla 2.2 – Emisiones a la atmósfera de diferentes tecnologías de generación eléctrica. Fuente: IDAE

En la tabla 2.2 se señalan las emisiones típicas que se producen en las centrales térmicas según la tecnología empleada y los combustibles utilizados. Como puede observarse, en las centrales de ciclo combinado de gas natural, además de no emitirse óxidos de azufre ni partículas sólidas, las emisiones de dióxido de carbono se reducen en más de un 60% y las de óxidos de nitrógeno en más del 80% con relación a las centrales térmicas convencionales.

- **Menor consumo de agua:** las centrales de ciclo combinado sólo requieren, para la condensación del vapor, un tercio del agua necesaria en las centrales térmicas convencionales.
- **Menor ocupación del suelo:** ocupan del orden de dos tercios menos superficie que centrales de otras tecnologías a igualdad de potencia eléctrica, ya que no requiere parque de almacenamiento de carbón ni depósitos para almacenamiento de combustibles líquidos.
- **Transporte de energía primaria:** la energía primaria requerida para la generación de electricidad en el caso de las centrales de gas natural se suministra a través de un gasoducto enterrado, por lo que se evita el impacto derivado de la circulación de camiones o trenes para el aprovisionamiento de carbón o fueloil.

- **Menor transporte de electricidad:** pueden ubicarse cerca de los puntos de consumo final de electricidad, acortando las líneas de tendido eléctrico, con lo que se reducen las inevitables pérdidas de electricidad en dichas líneas disminuyendo, a la vez, el impacto visual.
- **Flexibilidad de operación y mantenimiento:** poseen mayor flexibilidad de operación a distintos regímenes de carga, reduciendo los tiempos de arranque. Requieren también menor frecuencia de mantenimiento, de modo que existe una mayor disponibilidad de uso de la planta.

2.5 Aspectos técnicos de la cogeneración

2.5.1 Tipos de cogeneración

La importante penetración del gas natural ha permitido ampliar el abanico de sistemas de cogeneración, incluyendo, además de los más convencionales, turbinas de vapor y motores diesel ya empleados, las turbinas y motores de gas. El mayor rendimiento eléctrico de estos equipos, su bajo impacto medioambiental, unido a fiabilidad y disponibilidad muy elevadas, han hecho posible un importante desarrollo de estos sistemas de cogeneración.

Los principales tipos de cogeneración son:

- Cogeneración con turbina de gas
- Cogeneración con turbina de vapor
- Cogeneración en ciclo combinado
- Cogeneración con motor alternativo

2.5.1.1 Cogeneración con turbina de gas

El esquema general de funcionamiento consiste en la compresión de un caudal de aire y su posterior quemado parcial en una cámara de combustión, introduciéndose en la turbina los gases resultantes, donde se extrae el máximo de su energía, transformándola en energía mecánica. La energía residual, en forma de un caudal de gases calientes a elevada temperatura puede ser aprovechada para satisfacer, total o parcialmente, las necesidades térmicas de proceso.

Los gases de escape pueden ser utilizados directamente o bien en calderas de recuperación de calor para generación de vapor a procesos. En ambos casos, para poder ajustar la energía térmica proporcionada por el sistema de cogeneración con la demanda de la

instalación, existe la posibilidad de incrementar el contenido energético de los gases mediante quemadores de postcombustión.

El esquema de la figura 2.11 muestra una instalación convencional de cogeneración con turbina de gas, para generación de vapor con caldera de recuperación de calor.

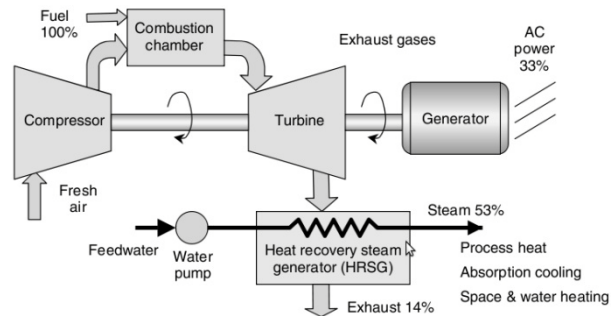


Figura 2.11 – Planta de cogeneración con turbina de gas. Fuente: <http://jmirez.wordpress.com>

2.5.1.2 Cogeneración con turbina de vapor

En estas turbinas, la energía mecánica se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera. El sistema genera menos energía eléctrica (mecánica) por unidad de combustible que su equivalente con turbina de gas; sin embargo el rendimiento global de la instalación es superior.

Dependiendo de la presión de salida del vapor de la turbina se clasifican en turbinas a contrapresión, en donde esta presión está por encima de la atmosférica, y las turbinas a condensación, en las cuales ésta por debajo de la atmosférica y han de estar provistas de un condensador. En ambos casos se puede disponer de salidas intermedias, o extracciones, haciendo posible la utilización en proceso a diferentes niveles de presión.

Se puede utilizar cualquier tipo de combustible para la generación del vapor de partida.

El esquema presentado en la figura 2.12 muestra una instalación convencional de cogeneración con turbina de vapor.

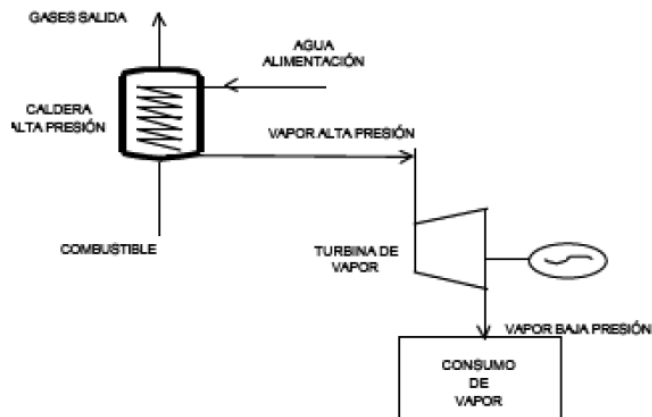


Figura 2.12 – Planta de cogeneración con turbina de vapor. Fuente: [29]

2.5.1.3 Cogeneración con ciclo combinado

La cogeneración con ciclo combinado es el resultado de la aplicación conjunta de la cogeneración con turbina de gas y con turbina de vapor, con todas sus posibles combinaciones en lo referente a tipos de combustibles utilizados, quemadores de postcombustión, salidas de vapor de turbina a contrapresión o condensación, etc.

El rendimiento global en la producción de energía eléctrica es mayor que las soluciones anteriores. En este tipo de instalaciones el calor se recupera de los gases de escape de la turbina de gas, como se observa a continuación en el ejemplo mostrado en la figura 2.13.

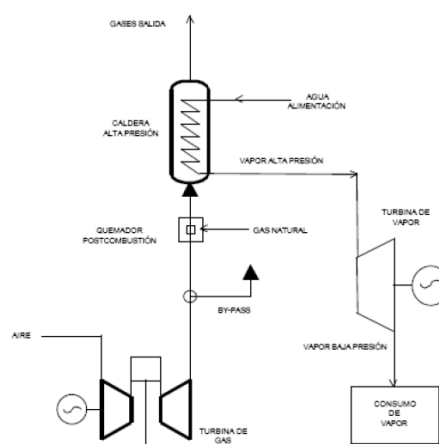


Figura 2.13 - Planta de cogeneración con ciclo combinado. Fuente: [29]

2.5.1.4 Cogeneración con motor alternativo

Conceptualmente, el sistema no difiere del basado en turbinas de gas. Sin embargo, realmente existen diferencias importantes.

Con los motores alternativos se obtienen rendimientos eléctricos más elevados pero, por otra parte, es más difícil el aprovechamiento de la energía térmica, puesto que el calor residual es muy inferior. Además, éste se encuentra repartido entre gases de escape (vapor a baja presión en la figura 2.14) y circuitos de refrigeración del propio motor (consumo de agua a caliente en figura 2.14).

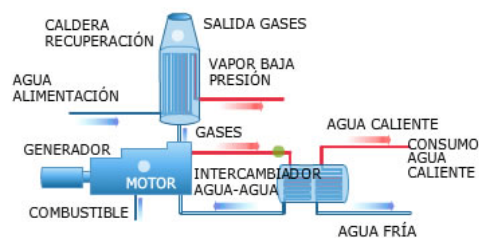


Figura 2.14 - Cogeneración con motor alternativo. Fuente: Ente Vasco de la Energía

Presentan mayor flexibilidad de funcionamiento, que permite respuestas casi inmediatas a las variaciones de potencia, sin que ello suponga un gran incremento del consumo específico del motor.

2.6 Marco legal de la cogeneración

El desarrollo legislativo español en su relación con los sistemas de cogeneración, se inicia en 1.980, con la promulgación de la Ley 82/80 sobre conservación de energía y sus desarrollos legislativos posteriores, donde se definía por primera vez a los autogeneradores eléctricos y establecía las normas y principios básicos, así como los incentivos, para potenciar las acciones encaminadas a incrementar la realización de este tipo de proyectos [21].

En el desarrollo de la Ley 82/80 se presentaron algunas dificultades de interpretación, fundamentalmente en lo que atañe a las relaciones entre autoprodutores y compañías eléctricas. No estaban suficientemente claras las posibles limitaciones de cesión a la red de la electricidad excedentaria, ni la determinación de incumplimientos en las entregas de electricidad garantizada y programada [21].

También es cierto que el avance experimentado por las nuevas tecnologías y otros aspectos oscuros de la reglamentación propiciaron la aparición de situaciones "anómalas", o al menos discutibles, en cuanto a cómo se garantizaba el espíritu de esta Ley, dimensionándose

plantas de autogeneración más por criterios económicos que por los puramente energéticos o de eficiencia.

La publicación de la Ley 40/94 de 30 de Diciembre, sobre Ordenación del Sistema Eléctrico Nacional (LOSEN), que contempla el régimen especial de producción de energía eléctrica y el Real Decreto 2366/94 de 9 de Diciembre, desarrolló reglamentariamente este régimen especial, y refundió en un texto único todos los aspectos y criterios básicos que debían regir las relaciones técnico-económicas entre los explotadores de las instalaciones y las empresas distribuidoras de energía. Este RD fijaba como límite superior una potencia de 100 MVA [21].

Los productores en régimen especial tenían las obligaciones y derechos que les especifica la propia ley. Obligaciones como adoptar las normas de seguridad, reglamentación, etc. que estableciera la administración, cumplir normas técnicas de generación y de explotación unificada, mantener correctamente la instalación, facilitar información a la Administración y cumplir la condición de protección medioambiental.

Se especificaron como derechos la incorporación de su energía excedentaria (definida como saldos instantáneos), la conexión en paralelo a la red del distribuidor, el uso conjunto o alternativo la energía producida y suministrada, así como la recepción del suministro eléctrico preciso mediante el distribuidor.

La designación genérica de autogeneradores con que la legislación se refiere a todo el conjunto de generadores de energía eléctrica del sector integrado acogidos al régimen especial, incluyó todo un conjunto heterogéneo, constituido principalmente por los cogeneradores, pero que también comprende a los que generan a partir de energías renovables, y a los que utilizan fuentes residuales.

Sin embargo, presentaba limitaciones técnica importantes, tales como:

- No estaba permitida la cesión o venta de la energía producida por los cogeneradores a los abonados finales, a excepción de las que se realizaran mediante líneas propias a otros centros de los propios productores o a sus filiales o a cualquiera de los miembros de una agrupación titular de la instalación.
- Este RD preveía unos rendimientos mínimos para algunos tipos de centrales. Estas deberían cumplir un valor mínimo del Rendimiento Eléctrico Equivalente (REE), en el cuál interviene la energía eléctrica generada, el consumo de combustible y la energía útil demandada por el usuario.

2.6.1 Marco legislativo actual

El presente marco de la cogeneración viene directamente dado a nivel estatal por el Real Decreto RD 616/2007 sobre fomento de la cogeneración, el RD 661/2007 que marca las



condiciones que los ciclos combinados de turbina de gas deben cumplir para entrar a producir electricidad en régimen especial [28].

La creciente preocupación por la contaminación atmosférica ha impulsado el desarrollo de las tecnologías de reducción y control de emisiones así como la aprobación de una legislación cada vez más estricta.

Las instalaciones industriales son importantes focos de contaminación debido a la gran cantidad y variedad de sustancias contaminantes emitidas. Entre ellas destacan las instalaciones de combustión para generación de energía y calor como principales responsables de las emisiones que son generadas durante el proceso de combustión.

Entre las emisiones más contaminantes se encuentran los óxidos de carbono (CO y CO₂), los óxidos de nitrógeno (NO_x) y los compuestos de azufre (SO_x), entre otros. Más adelante, en el apartado 2.9 Contaminación atmosférica, se hace una descripción más detallada de los mismos. Una vez liberados en la atmósfera, reaccionan con otros elementos presentes en la misma y se transforman en otros compuestos provocando diversos problemas ambientales y de salud a las personas.

Concretamente, los NO_x están directamente relacionados con la aparición del *smog* fotoquímico, que puede provocar serios problemas de salud relacionados con el aparato respiratorio, la lluvia ácida o el enriquecimiento de medios acuáticos, que provocan problemas medioambientales.

Por este motivo, y debido al importante papel de las centrales en la producción energética a nivel nacional y a la necesidad de continuar con su actividad de una manera sostenible con el medio ambiente, se deberán adoptar medidas para la reducción y control de emisiones de óxidos de nitrógeno con el objetivo de no superar los valores límite contemplados en la legislación española.

La Estrategia Española de ahorro y Eficiencia Energética (E4+), documento en el se establecieron las pautas para hacer nuestro sistema energético más eficiente y cuyo horizonte se situaba en 2012, ha estado fuertemente marcada por los efectos de la recesión económica en los últimos años de su vigencia [28].

En previsión a ello, en 2009 se desarrolló la Directiva 2009/28/CE, de energías renovables, que tiene como objetivo mínimo obligatorio para el año 2020 la producción de electricidad mediante un 20% de energías renovables para España, al igual que la media para la UE, aunque el objetivo es el 40%.

En base a ello se ha elaborado el Plan Nacional de Acción de Energías renovables (PANER) 2011-2020. Sin embargo, aún se está desarrollando el Plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020, que integrará los elementos esenciales del PANER, incorporando análisis

adicionales (sectoriales, de costes, etc.), así como la pertinente evaluación ambiental estratégica [22].

El PANER está plenamente centrado en la potenciación de las energías renovables, profundizando en el desarrollo de las tecnologías más maduras o consolidadas, e incorporando algunas menos desarrolladas. Responde a la necesidad del marco adecuado para el desarrollo de usos térmicos y adaptación de los relativos a biocarburantes y a generación de electricidad.

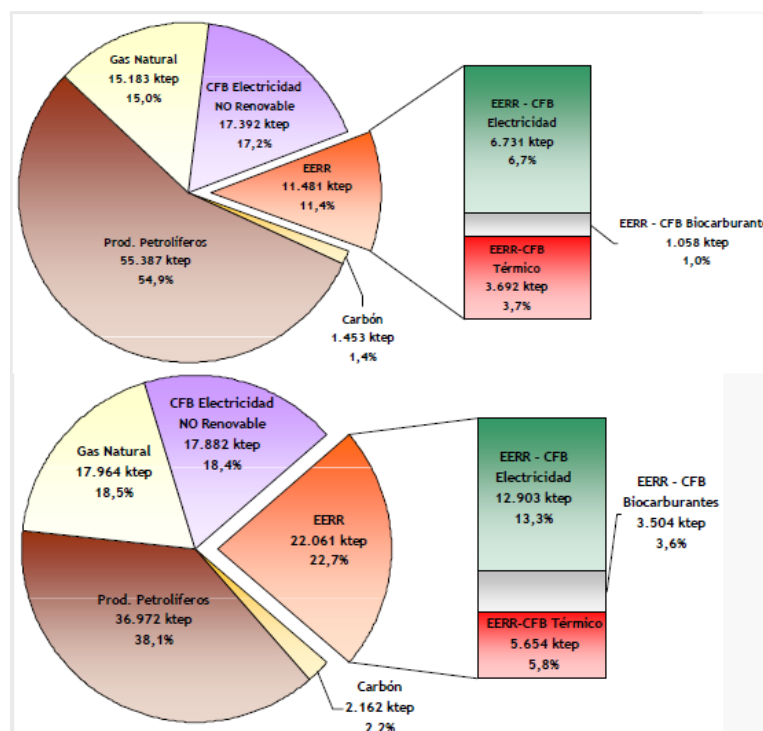


Figura 2.15 – Consumo final bruto de energía 2009 (arriba), 2020 (abajo). Fuente: [22]

Sin embargo, puede comprobarse que métodos de producción energética más eficientes, como los ciclos combinados con turbina de gas, se han visto también favorecidos por la nueva estrategia marcada. En la figura 2.15 puede comprobarse como, aunque se apuesta claramente por las energías renovables, que duplicarían la cuota de 2009, el gas natural en ciclos combinados subiría un 3,5%. Su perspectiva, aunque menos favorable que las de las renovables, es de crecimiento también.

	2010		2015		2020	
	Calor Útil (GWh)	Potencial Tecnológico (MWe)	Calor Útil (GWh)	Potencial Tecnológico (MWe)	Calor Útil (GWh)	Potencial Tecnológico (MWe)
Sector secundario: industria y refino	90.235	12.423	97.667	13.450	106.656	14.903
Sector terciario: doméstico y comercial	27.287	8.025	32.096	9.440	32.992	9.703
Tratamiento y valorización de residuos	19.759	2.322	21.417	2.521	22.801	2.685
TOTAL	137.281	22.770	151.180	25.411	162.449	27.291

Tabla 2.3 – Potencial de cogeneración en España. Fuente: [28]

Y es que, según datos del IDAE [28], la cogeneración en España está en la actualidad infrutilizada. Teniendo en cuenta el sector industrial, el terciario y la valorización de residuos, hoy en día hay instalados en este país 5.986 MWe. Sin embargo, tal y como se muestra en la tabla 2.3, se estima que el potencial tecnológico de la cogeneración, es decir, el potencial de recuperación de energía mediante aplicación directa de tecnologías de cogeneración en los tres sectores anteriormente comentados, es en la actualidad de casi 23.000 MWe. Si las previsiones del E4+ se mantienen, en 2020 este potencial ascenderá hasta más de 27.000 MWe.

Continuando en ámbito legal, la regulación de las emisiones juega un importante papel en el devenir del sector. El 24 de noviembre de 2010 se aprobó la Directiva 2010/75/UE "Nueva Directiva de Emisiones Industriales" (DEI), con entrada en vigor el 6 de enero de 2011, que engloba y modifica siete directivas precedentes, la directiva 2008/1/CE IPPC, la directiva 2001/80/CE sobre emisiones de grandes instalaciones de combustión, la directiva 2000/76/CE sobre incineración de residuos, la directiva 1999/13/CE sobre emisiones por uso de disolventes orgánicos y tres directivas sobre la industria del titanio [21].

En ella se dictan criterios menos flexibles para establecer los Valores Límites de Emisiones (VLE) de las instalaciones industriales. Los VLE fijados en cada caso deben garantizar que, en condiciones normales de funcionamiento no se superan los niveles de emisiones medios diarios. En su aplicación a instalaciones de combustión con potencia igual o superior a 50 MWt, establece que los ciclos combinados con funcionamiento posterior al 27/11/2003 y anterior al 7/1/2014, con aplicación a partir del 01/01/2016, deberán cumplir los siguientes requisitos de valores máximos de emisiones, por foco de emisión [21]:

- Gas natural:
 - NO_x, 50 mg/Nm³, medidos con un exceso de oxígeno del 15% en volumen (carga>70%).
 - CO, 100 mg/Nm³, medidos con un exceso de oxígeno del 15% en volumen (carga>70%).
- Gasóleo:
 - NO_x, 90 mg/Nm³, medidos con un exceso de oxígeno del 15% en volumen.
 - CO, 100 mg/Nm³, medidos con un exceso de oxígeno del 15% en volumen.

Las unidades empleadas indican concentraciones en condiciones normales, es decir, medidas a 273,15 °K y 101,30 kPa, según lo estipulado en la misma Directiva 2010/75/UE.

En ciclos combinados con funcionamiento posterior al 7/1/2014, se deberán cumplir los siguientes requisitos, por foco de emisión:

- Gas natural:
 - NO_x, 50 mg/Nm³, medidos con un exceso de oxígeno del 15% en volumen (carga>70%).
 - CO, 100 mg/Nm³, medidos con un exceso de oxígeno del 15% en volumen (carga>70%).
- Gasóleo:
 - NO_x, 50 mg/Nm³, medidos con un exceso de oxígeno del 15% en volumen.
 - CO, 100 mg/Nm³, medidos con un exceso de oxígeno del 15% en volumen.

Según se indica en la misma Directiva 2010/75/UE, una instalación de combustión es, textualmente, *cualquier dispositivo técnico en el que se oxiden productos combustibles a fin de utilizar el calor así producido*. Una cogeneración con ciclo combinado de turbina de gas, como la considerada en el presente proyecto académico está claramente englobada en este grupo y, por tanto, sus emisiones deberían estar sujetas a lo anteriormente expuesto.

2.7 Calderas industriales

Una caldera es un intercambiador de calor en el que la energía se aporta generalmente por un proceso de combustión o por el calor contenido en un gas que circula a través de ella. En ambos casos, el calor aportado se transmite a un fluido, como se observa esquemáticamente en la figura 2.16, que se vaporiza o no, y se transporta a un consumidor, en el que se cede esa energía.

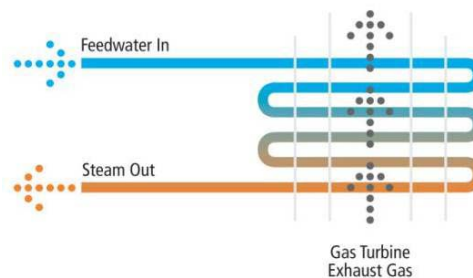


Figura 2.16 - Proceso transformación energía en calderas. Fuente: [29]

2.7.1 Tipos de calderas industriales

Teniendo en cuenta su diseño, las calderas se pueden dividir en dos grupos:

- Calderas acuotubulares
- Calderas pirotubulares

A continuación se describen las principales características que diferencian ambos tipos.

2.7.1.1 Calderas pirotubulares

En este caso, la llama de la combustión se forma dentro de cada hogar cilíndrico de la caldera, pasando los humos generados por el interior de los tubos de los pasos siguientes (normalmente dos), para ser conducidos a la chimenea de evacuación. En estas calderas, tanto los hogares, como los tubos de humo, están en el interior de la virola, completamente rodeados de agua. Este detalle se aprecia en la figura 2.17.

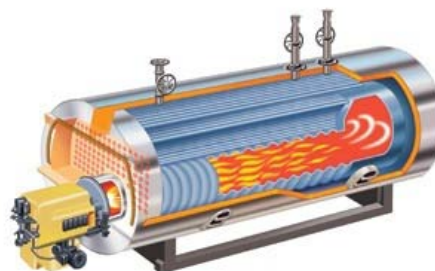


Figura 2.17- Esquema de caldera pirotubular. Fuente: [29]

Estas calderas son adecuadas en instalaciones con potencias de producción menores de 1MW, presión de trabajo inferior a 20 bar y capacidad de producción menor que 20 t /h. debido al gran volumen de agua que almacenan, presentan el inconveniente de tener un tiempo largo de puesta en régimen [5].

2.7.1.2 Calderas acuotubulares

Se caracterizan porque la combustión tiene lugar en el interior de un recinto formado por paredes tubulares en todo su entorno, que configuran la llamada cámara de combustión (u hogar), pasando los humos generados por el interior de los pasos siguientes, cuyos sucesivos recintos están también formados por paredes tubulares en su mayoría.

La principal característica de este tipo de calderas es que todos los tubos que integran su cuerpo están llenos de agua o una mezcla de agua y vapor en los bancos evaporadores. En ellos tiene lugar el cambio de fase del fluido, para generar vapor.

En las calderas acuotubulares la alimentación del circuito de agua se lleva a cabo mediante bombas. Sin embargo, el paso del agua por los distintos bancos de intercambio de calor se suele hacer por circulación natural, según lo indicado en la figura 2.18, por diferencia de densidades del fluido en las distintas zonas de la caldera, cuando la presión es subcrítica.

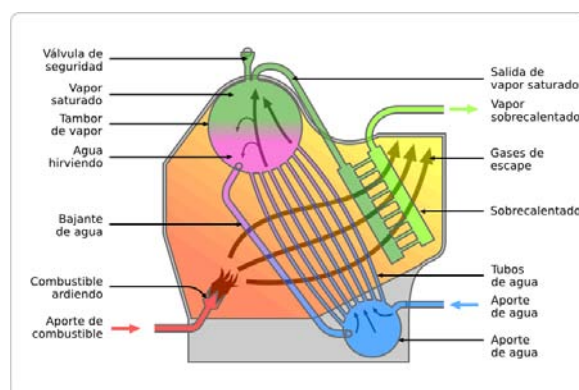


Figura 2.18 - Esquema caldera acuotubular de circulación natural. Fuente: Wikipedia

El retrofit que se ha propuesto en el presente proyecto académico es de una caldera de recuperación de calor para una cogeneración con ciclo combinado con turbina de gas. Las potencias térmicas, indicadas en el 3.2.1. Datos de operación, para las que debe ser diseñada la caldera son 100 veces superiores a lo recomendable para la utilización de una caldera pirotubular. Por este motivo, las opciones diseñadas en el presente proyecto académico son necesariamente calderas acuotubulares.

2.7.2 Componentes de una caldera industrial

Estos son los componentes básicos de los que se componen cualquier tipo de caldera industrial [29]:

- **Hogar**, donde se libera la energía química de los componentes combustibles por oxidación con el aire. El proceso debe realizarse con el menor exceso posible de aire, evitando el ensuciamiento y la corrosión. Se deberán vigilar que los niveles de emisiones (NO_x , SO_2 , CO , etc.) se encuentren siempre por debajo de los permitidos por la ley.

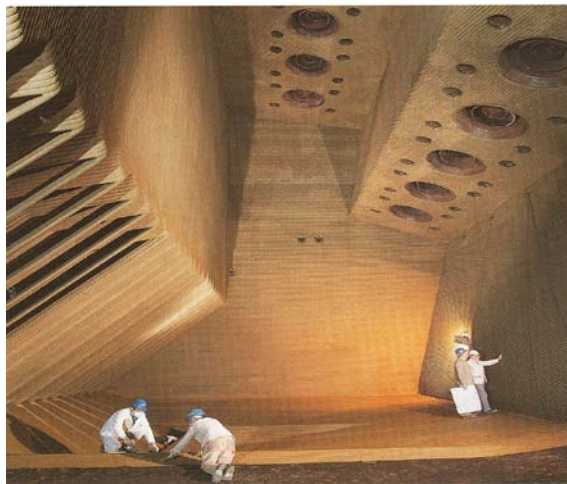


Figura 2.19 – Hogar de caldera de arco. Fuente: [29]

La geometría del hogar variará sustancialmente según el combustible principal que vaya a quemarse en la caldera. Así, el hogar mostrado en la figura 2.19 pertenece a una caldera de arco, que enfocan los quemadores hacia abajo en el sentido contrario a la salida de gases. De esta forma, se maximiza el tiempo de residencia. Normalmente se emplean para quemar carbones difíciles de quemar (antracitas o coque de petróleo).

- **Bancos evaporadores**, donde se produce el cambio de fase de agua a vapor. Las calderas antiguas emplean tubos de agua expuestos al calor de los gases de combustión, por el interior de los cuales circula el agua a presión. Dichos tubos se encuentran conectados a dos cabezales verticales:
 - el cabezal inferior (*downcomer*) suministra el agua saturada a los tubos.
 - en los tubos el agua se evapora y, por convección natural, (debido a la disminución de la densidad con la temperatura) asciende.
 - en el cabezal superior (*riser*), la mezcla de líquido-vapor formada se recoge y es enviada al calderín.

- en el calderín se recibe el agua de alimentación y se envía el vapor saturado al sobrecalentador.

Antiguamente, los hogares se diseñaban más pequeños para tener temperaturas de combustión óptimas, minimizando el carbón inquemado (pérdida económica). Por este motivo, aparte de las propias paredes de la caldera, se necesitaba habitualmente un banco evaporador que completaba la superficie necesaria para dar las producciones de vapor requeridas.

En los últimos tiempos, se ha aumentado mucho los volúmenes del hogar para bajar las temperaturas de la combustión y reducir de esta forma el NO_x térmico. Por este motivo, los generadores de vapor modernos están constituidos casi únicamente por tubos de las paredes de agua que tapizan la cámara de combustión. De esta manera, el conjunto del generador de vapor es un bloque que integra economizador, caldera, etc. y el calderín.

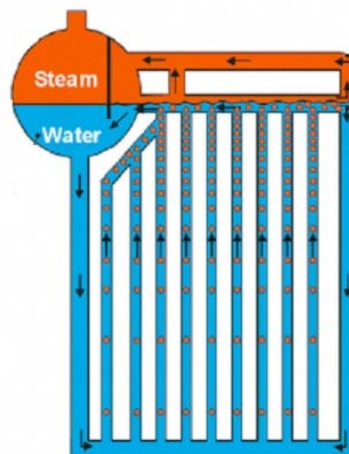


Figura 2.20 – Diagrama típico de circulación natural en un banco evaporador. Fuente: [29]

La circulación natural en los evaporadores, suscitada por la diferencia de densidades entre el fluido frío y el fluido caliente (flujo frío azul y flujo caliente rojo, en la figura 2.20), empeora a medida que aumenta la presión de operación. Esto sucede porque esta diferencia de densidades entre el líquido y el vapor disminuye, llegando a anularse a la presión crítica (220 bar). De hecho, a partir de 180 bar, la diferencia de densidades entre el agua y el vapor es insuficiente para asegurar una buena circulación natural. En esos casos se emplean generadores de vapor de circulación forzada, que por lo general no llevan calderín, en los cuales la circulación se obtiene por medio de una bomba que impulsa el fluido.

- **Sobrecalentador y recalentador**, son bancos de tubos donde se calienta el vapor por encima de su temperatura de saturación, a la presión de operación, para aumentar

drásticamente su entalpía. Estos intercambiadores de calor suelen trabajar en contraflujo.

En los sobrecalentadores, el vapor saturado que viene del calderín pasa por el interior de los tubos, donde su temperatura se eleva a presión constante. La temperatura del vapor sobrecalentado es del orden de 425 a 450°C para bajas presiones y hasta de 580°C para presiones altas (180 bar).

El límite de la temperatura del vapor está determinado por el generador de vapor y la turbina, debido al límite de resistencia de sus materiales a las altas temperaturas. Cuando la temperatura no sobrepasa los 540°C se emplean aceros ferríticos, que contienen pequeñas proporciones de cromo, molibdeno y vanadio. Para temperaturas más elevadas, se emplean aceros austeníticos, de alto contenido en cromo, que son más caros.

En el sobrecalentador, el vapor saturado producido en los bancos evaporadores y filtrado secado en el calderín, pasa por el banco para aumentar más aún su temperatura. El vapor saturado sobrecalentado que se obtiene de los sobrecalentadores se aplica para producir movimiento en las turbinas y desarrollar por tanto trabajo mecánico o eléctrico.



Figura 2.21 – Panel de un sobrecalentador de una caldera de carbón pulverizado. Fuente: Foster Wheeler Corp.

En la figura 2.21 se muestra la geometría típica de una fila de tubos de un banco sobrecalentador de una central térmica de carbón. El vapor final que se obtiene de los sobrecalentadores se aplica para producir movimiento en las turbinas y desarrollar por tanto un trabajo mecánico o eléctrico. El hecho de emplear vapor seco elimina los efectos corrosivos y agresivos del condensado. El deterioro de los álabes de alta velocidad de la turbina causado por el choque de las gotitas de condensado puede ser considerable y comparable a la erosión producida por un tiro de perdigones.

El recalentador funciona de manera similar al sobrecalentador. Sin embargo, mientras el sobrecalentador toma vapor del calderín de la caldera, el recalentador obtiene vapor

utilizado de la turbina de alta presión a una presión por debajo de la de la caldera. Este vapor a menor presión que pasa a través del recalentador, se calienta y después se introduce en la turbina de media o baja presión.

El objeto del recalentador es aumentar el rendimiento del ciclo. Adicionalmente cuando la temperatura a la entrada de la turbina aumenta, las últimas etapas de expansión se alejan de la zona húmeda. El vapor saturado obtenido en el calderín se sobrecalienta para evitar que se condense en etapas posteriores.

Para controlar la temperatura de salida de ambos bancos, en caso de que sea requerido, comúnmente se emplea un *spray* de atemperación (figura 2.22) con objeto de que no se superen las temperaturas máximas admisibles de los materiales de los tubos. En caso contrario podrían verse afectados, debido a que los metales con que están fabricados no aguanten temperaturas tan altas; asimismo, elementos agua abajo, como los asientos de la válvula de regulación de turbina podrían verse afectados.



Figura 2.22 – Atemperador con cabeza de control integrada. Fuente: Flowserve

- **Economizador**, cuya misión es recibir el agua de alimentación (o precalentada) y hacer un último precalentamiento antes de su entrada a los bancos evaporadores, aprovechando el calor desprendido por los gases de escape del circuito de combustión. Con esta disposición aumenta el rendimiento térmico global de la instalación, disminuyendo las pérdidas por calor sensible de los gases de combustión evacuados a la chimenea. Además se eliminan las contracciones térmicas elevadas en el metal de los elementos de los bancos evaporadores, que provocaría la entrada de agua insuficientemente precalentada.

La transferencia de calor se realiza por convección en un cambiador en contracorriente y debido a las temperaturas de intercambio (relativamente poco elevadas), se necesitan grandes superficies de transferencia.

Debido a las bajas temperaturas del fluido circulante en su interior, la humedad contenida en los gases de combustión puede condensar sobre estos tubos si la temperatura es inferior a la del punto de rocío de los gases. Según la composición de los gases, esta condensación puede llegar a provocar fuerte corrosión en el banco por formación de H_2SO_4 a partir de los SO_2 , contenidos en los gases. Por este motivo, es importante garantizar que el agua, al llegar al economizador, ha sido precalentada lo suficiente [9].

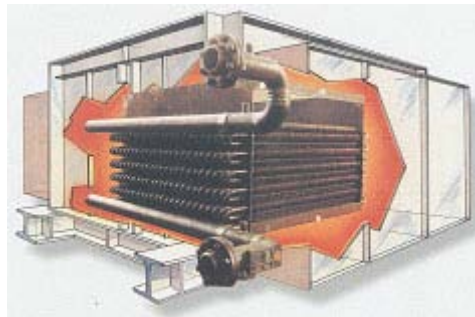


Figura 2.23 – Corte de la sección de un economizador tipo en una caldera con paso vertical de gases. Fuente: [29]

Aunque el economizador mostrado en la figura 2.23 es para una caldera con paso de gases vertical, exactamente el mismo concepto puede emplearse en calderas con paso de gases horizontal, como se ha considerado en el presente proyecto académico.

- **Precalentador de agua**, que permite que el agua llegue al economizador a la temperatura adecuada. De este modo, se consigue que, en caso de que la temperatura de los gases caiga por debajo de la de rocío, la humedad contenida en los mismos condense sobre el propio precalentador.

Al ser un banco de tubos que, por concepto, debe ser más pequeño que el economizador, se puede emplear acero inoxidable en su factura para que aguante las condiciones a las que puede verse sometido.

En caso de que el combustible empleado tenga cierto contenido en azufre, deberá asegurarse que la mínima temperatura de metal de sus tubos no se sitúe por debajo de la de condensación del ácido sulfúrico, es decir, unos $145\text{ }^{\circ}\text{C}$ [9]. En caso contrario habría que planificar períodos de mantenimiento para reparación de tubos del precalentador o considerar su sustitución total, en función del estado general del mismo.

La transferencia de calor se realiza por convección en un cambiador en contracorriente, al igual que en los economizadores.

Este tipo de bancos están directamente ligados a la existencia de una bomba de recirculación, que asegura un caudal de recirculación de fluido a través del mismo para conseguir la temperatura adecuada a la entrada del economizador.

- **Calderín**, que tiene la doble función de separar el agua del vapor generado en los circuitos de presión de la caldera y de mantener una reserva de agua para todos ellos. Debe dar un caudal de vapor en condiciones de presión y temperatura solicitadas.

Generalmente está suspendido del armazón del generador de vapor, constituye el recinto de mezcla en el que se encuentran en equilibrio la fase líquida y la fase vapor por lo que la temperatura es la de saturación, para la presión de operación. En él se establece un plano de agua cuyo nivel es controlado y mantenido a un valor sensiblemente constante para un mismo régimen de vaporización (tiene una importante función a la hora de la regulación), por encima de este plano se encuentra el vapor saturado o húmedo, que por intermedio de separadores y secadores (internos del calderín) se envía al sobrecalentador, como se muestra en las figuras 2.24 y 2.25.

El calderín constituye igualmente una reserva de agua que puede paliar en una cierta medida toda variación brusca de producción de vapor.

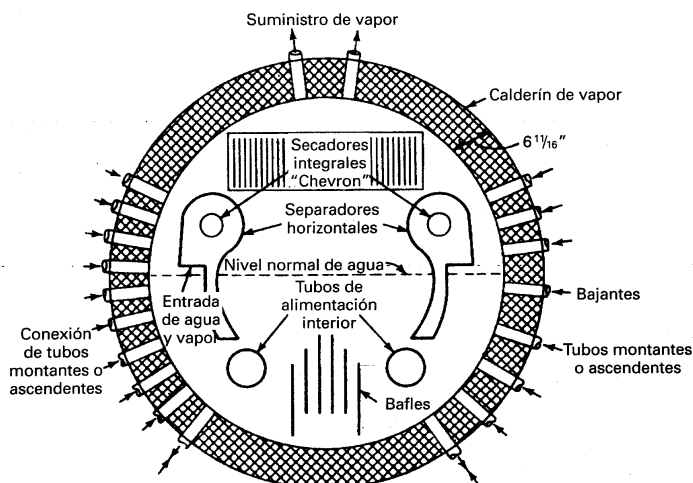


Figura 2.24 – Distintas disposiciones de internos de calderín. Fuente: [29]

El centro del calderín es un punto fijo que no sufre desplazamientos por dilatación. Esto significa que los circuitos de agua/vapor de ambos niveles de presión están diseñados para tener su origen de dilataciones en su correspondiente calderín.

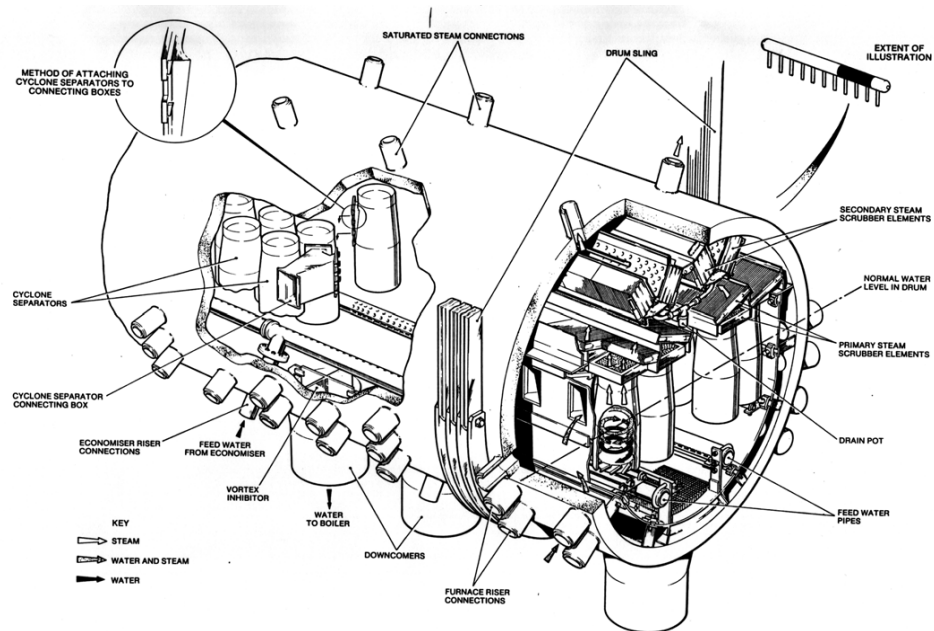


Figura 2.25 – Sección de un calderín. Fuente: [29]

2.7.3 Circulación natural

Este método de circulación consiste en el movimiento de un fluido debido a la presión diferencial creada por la diferencia de las densidades entre las dos fases en las que se encuentra el fluido.

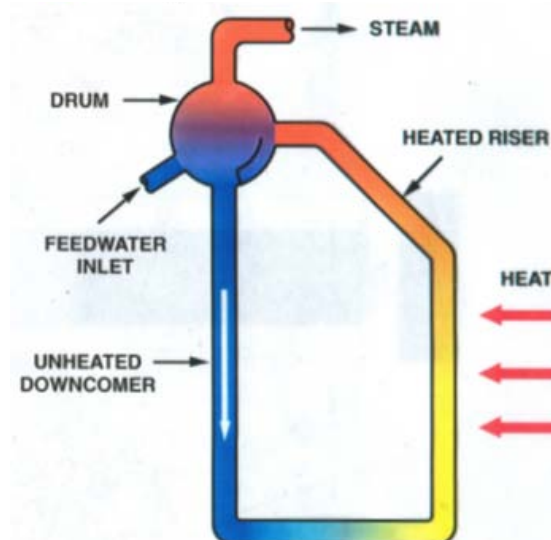


Figura 2.26 - Esquema de circulación natural. Fuente: [29]

En la figura 2.24, en azul se representa el fluido frío y en rojo el fluido caliente. La presión diferencial disponible, pondrá en movimiento el fluido, que se acelerará hasta encontrar una velocidad de equilibrio en la que la pérdida de carga creada se iguale a la pérdida de presión diferencial, tal y como se muestra a continuación en la figura 2.27.

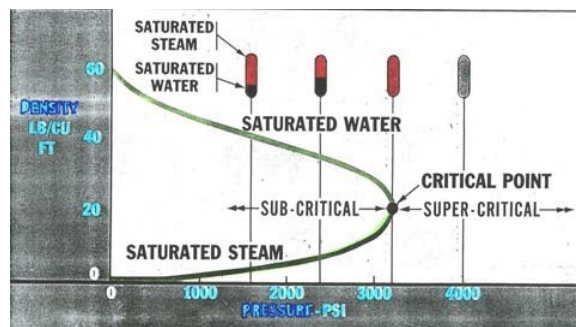


Figura 2.27 – Presión diferencial en una caldera de circulación natural. Fuente. [29]

2.7.4 Aplicaciones de las calderas industriales

De las múltiples aplicaciones que tienen las calderas industriales, se van a explicar las más importantes.

2.7.4.1 Calentar procesos

Hay muchos procesos industriales en refinerías de petróleo, industria química y petroquímica, fabricación de papel, azúcar, etc. que evolucionan (intercambian calor) más rápidamente a altas temperaturas, aumentando su eficacia.

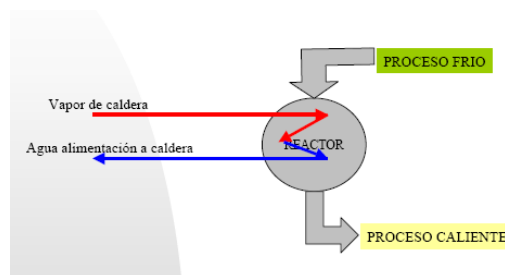


Figura 2.28 – Esquema de caldera para calentamiento de procesos. Fuente: [29]

El intercambio de calor se consigue transfiriendo la entalpía del vapor producido en la caldera al proceso, elevando su temperatura, según el esquema típico de intercambio de calor indicado en la figura 2.28.

2.7.4.2 Generación de potencia mecánica

La entalpía del vapor puede transformarse en trabajo mecánico en una turbina de vapor, una prensa, etc. Se utiliza ampliamente en la industria para mover equipos como bombas (figura 2.29), compresores o prensas hidráulicas.

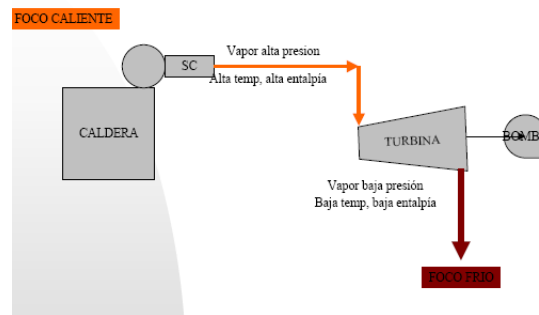


Figura 2.29 – Esquema de caldera para movimiento de una bomba. Fuente: [29]

2.7.4.3 Generación de energía eléctrica

Si, de la misma forma que en el apartado anterior, se genera energía mecánica en una turbina de vapor y se le acopla un alternador, se obtiene energía eléctrica. La producción eléctrica es el objetivo de las centrales térmicas y plantas de cogeneración.

2.8 Calderas de recuperación de calor

Los generadores de vapor por recuperación de calor, también conocidos como HRSG de su acrónimo en inglés (*Heat Recovery Steam Generator*), son calderas que absorben el calor que proporcionan los gases calientes a la salida de motores térmicos, típicamente turbinas de gas. A menudo, se incrementa la temperatura de los gases realizando la postcombustión de los mismos, aprovechan su exceso de oxígeno.

Los combustibles más utilizados para este propósito son el gas natural, el gas de refinería o fuelóleos ligeros. Las aplicaciones para el vapor producido la HRSG son múltiples. Entre ellas se encuentran ciclos combinados (con rendimientos de planta superiores al 50%) [24], cogeneración de energía, aplicaciones industriales (refinerías de petróleo, papeleras, etc.).

Las calderas HRSG consisten en la sucesión de distintos bancos de tubos que se montan a la salida del escape de la turbina de gas. Los gases de escape, que típicamente se encuentran entre 400-700 °C, ceden el calor a estos tubos por los cuales circula agua o vapor.

El agua es bombeada y distribuida a través de los tubos. A lo largo de su recorrido por la caldera, el agua se calienta hasta la temperatura de saturación. En este momento, empieza a formarse el vapor, el producto obtenido en este tipo de instalaciones.

Sus principales ventajas sobre otros tipos de calderas industriales son [9]:

- Coste relativamente bajo
- Operación fiable
- Elevado rendimiento energético, provocando que el rendimiento energético total de la instalación de cogeneración sea bastante elevado.

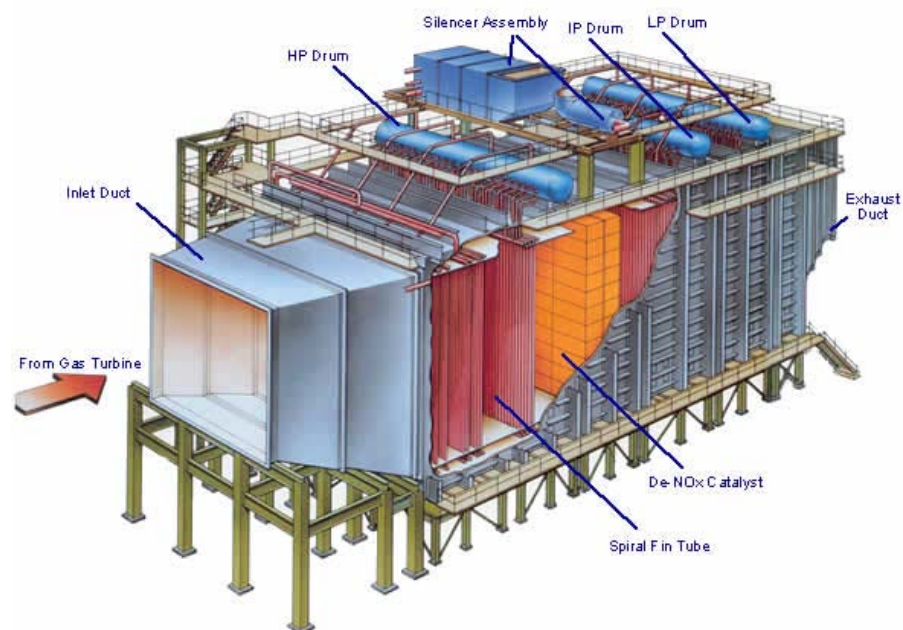


Figura 2.30 – Esquema de una caldera de recuperación de calor horizontal. Fuente: Toshiba

Este tipo de calderas son siempre acuotubulares y pueden ser tanto de circulación natural como de circulación forzada. Asimismo, pueden tener entre uno y tres niveles de presión.

En cuanto a disposiciones constructivas, la caldera puede ser horizontal, como la reflejada en la figura 2.30, o vertical, como la que se puede observar a continuación en la figura 2.31. En el caso que ocupa el presente proyecto académico, se ha optado por una caldera de disposición horizontal, como las que Foster Wheeler suministra habitualmente.

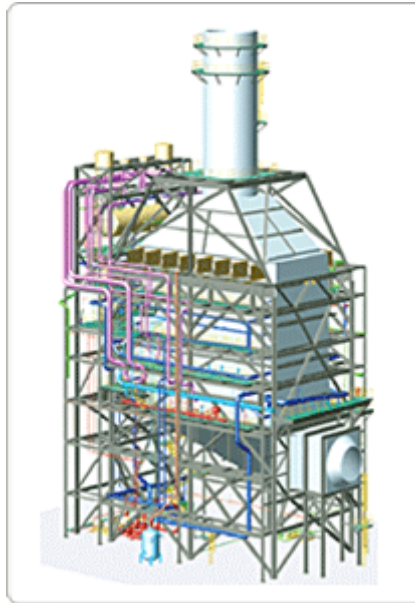


Figura 2.31 – Caldera de recuperación de calor vertical. Fuente: Doosan Heavy Industries

Además, en el presente proyecto académico, se ha considerado una caldera de recuperación de calor de circulación natural y dos niveles de presión.

2.8.1 Diferencias entre una caldera de recuperación de calor y una convencional

1. En una caldera convencional los mecanismos de transferencia de la energía térmica son por convección y radiación. Sin embargo, para el diseño de una caldera de recuperación de calor se puede considerar que sólo es por convección [16]. El flujo de calor en las primeras es muy alto del orden de 300 kW/m^2 (referido a m^2 de superficie interna del tubo), mientras que en las calderas de recuperación es de 150 kW/m^2 .
2. En una caldera convencional los productos de la combustión tienen una temperatura inicial superior a los 1.500°C . Al salir del economizador, que sería la última superficie de intercambio de energía térmica, la temperatura se encuentra entre $300\text{-}400^\circ\text{C}$ [29].

En el caso de una caldera de recuperación de calor, la temperatura de entrada de los gases calientes está situada entre $400\text{-}700^\circ\text{C}$, mientras que la de salida está entre $100\text{-}150^\circ\text{C}$ [5].

3. El agua en una caldera convencional puede entrar con una temperatura superior a los 200°C y se obtiene vapor de unos 540 a 570°C .

En el caso de una caldera de recuperación, el agua entra con una temperatura comprendida entre los 60°C y 120°C y sale alrededor de los 500°C .

4. El caudal de gases necesario por MWe en turbina de vapor en una caldera de recuperación de calor es del orden de 17 a 28 t/h, mientras que en una caldera convencional es 7 a 10 t/h [29].
5. La superficie de intercambio por MWe en turbina de vapor es de 800-1.300 m² en una caldera de recuperación, mientras que en una caldera convencional es de 60-80 m².
6. El volumen de la caldera de recuperación es de 70-100 m³ por MWe en turbina de vapor, mientras que en una caldera convencional es de 50-65 m³ por MWe.

2.8.2 Circuito agua/vapor de la caldera

El agua entra en el precalentador de la caldera en unas condiciones de presión y temperatura determinadas. Un caudal de agua superior al de agua de alimentación será recirculando a través de este banco, según se requiera, hasta obtener una temperatura de entrada de agua a los economizadores adecuada. Si la temperatura del agua a través de los economizadores es demasiado baja, podría haber problemas de corrosión en los mismos. Por este motivo, el agua debe entrar en dichos bancos a unos 60-65 °C para evitar estas situaciones [9].

En el precalentador sucederá lo propio. Sin embargo, hacer el precalentador de un material inoxidable resulta más barato que hacer dos economizadores en dicho material, puesto que la superficie de transferencia necesaria es mucho menor. De este modo, no es necesario un bypass de economizador en ningún caso.

En cada uno de los cuerpos del economizador, tanto de alta como de media presión, el agua realiza un único paso en contracorriente con el gas, aumentando su temperatura.

En los calderines, el agua procedente del correspondiente economizador se mezcla con el agua que viene a través de los separadores de los circuitos de generación de vapor. Desde cada calderín y mediante los tubos *downcomers*, el agua pasa a los bancos generadores de vapor, de alta o de media presión, según corresponda, repartiéndose entre los bancos de convección.

El vapor producido se separa del agua en el interior de los calderines, según se ha indicado, y llega a los sobrecalentadores.

Llegado a este punto, el comportamiento de los circuitos de alta y media presión difiere sustancialmente. El vapor sobrecalentado de alta presión va directamente a la turbina de vapor, para convertir la energía del vapor en energía mecánica a través de una fase de descompresión en la misma. El vapor agotado de la turbina de alta presión regresa a la caldera para someterse a un ciclo de recalentamiento.

Como el vapor a la salida de la etapa de alta presión de la turbina suele tener una presión dentro del rango de media presión (cerca de 14 bar), una posibilidad típica de diseño para el

circuito de vapor sobrecalentado de media presión es diseñarlo para producir vapor en unas condiciones tales que ambas corrientes puedan unirse. Simplemente habría que dimensionar el circuito de media presión a una presión ligeramente mayor que la de recalentado, para compensar el efecto de la pérdida de carga de la línea de transición.

A la salida del recalentador, el vapor se dirige a la etapa de media presión de la turbina de vapor.

2.8.3 Postcombustión en una caldera de recuperación de calor

Si la caldera está debidamente equipada con quemadores de conducto, como en el caso considerado en el presente proyecto académico, podrá operar en postcombustión. El sistema aprovecha el gran exceso de oxígeno que llevan los gases de escape de las turbinas de gas, para quemar un aporte extra de combustible mediante los quemadores de conducto.

El principal resultado de emplear la postcombustión es aumentar el nivel térmico de la energía residual contenida en dichos gases. Este sistema se empleará siempre y cuando el proceso requiera más energía térmica de la producida directamente por la turbina de gas.

El quemador se sitúa en el paso de los gases hacia la caldera recuperadora. El diseño del quemador queda fuera del alcance de este proyecto. En este caso, el quemador se situará dentro de la estructura de la caldera, en el espacio situado entre el acoplamiento con la turbina de gas y el banco recalentador.

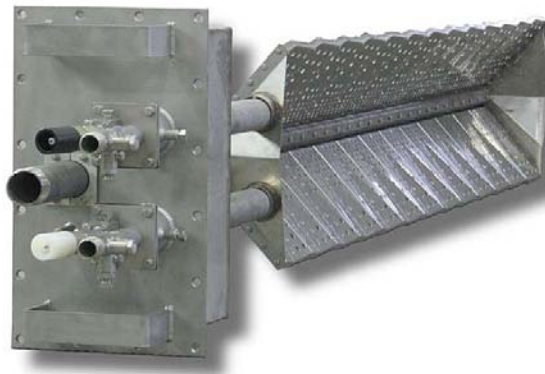


Figura 2.32 – Detalle de una rampa de un quemador de conducto. Fuente: Maxon

Los gases de escape pasan a través de cada módulo o rampa, como la mostrada en la figura 2.32, generándose la llama a una distancia relativamente reducida de la superficie modular. Las placas mezcladoras tienen un diseño especial que tiene como objetivo estabilizar el desarrollo de la llama.



El encendido se provoca generalmente con una chispa eléctrica, la llama se propaga hasta alcanzar el piloto de encendido. El total de la secuencia de encendido dura unos 15-20 segundos.

Para que los quemadores de conducto operen adecuadamente, deben darse las siguientes condiciones en la caldera de recuperación de calor:

- El contenido mínimo de oxígeno que debe existir en los gases de escape para un correcto funcionamiento de los quemadores es del 12%
- La velocidad de los gases debe estar comprendida entre 20-40 m/s.

Con la postcombustión se consigue:

- Aumentar drásticamente la eficiencia térmica de la caldera de recuperación, pues al aumentar la temperatura aumenta el salto térmico y por tanto el intercambio de calor en su interior. La mayor cantidad de fluido que se hace pasar por los tubos en postcombustión típicamente baja las temperaturas de los gases a la salida del hogar, favoreciendo este fenómeno.
- La energía transferida es mayor, de modo que se produce más vapor, a mayor presión y temperatura.
- Mayor capacidad de regulación ante fluctuaciones de la demanda. Con la postcombustión una caldera de recuperación aumenta su grado de flexibilidad pues puede producir una cantidad variable de vapor, mientras que sin ella la caldera únicamente puede producir un caudal fijo de vapor.

2.9 Contaminación atmosférica

Se denomina contaminación atmosférica a la presencia en el aire de materias o formas de energía (radiaciones ionizantes y ruido) que puedan tener efectos nocivos para la salud, seguridad o bienestar humano o el medioambiente en su conjunto, implicando un daño o riesgo para las personas y bienes de cualquier naturaleza, incluido el medio ecológico directa o indirectamente.

Las actividades humanas, los procesos metabólicos de la materia viva y los fenómenos naturales que tienen lugar están acompañados de emisiones de gases, vapores, polvos y aerosoles. Al difundirse en la atmósfera, se integran en distintos ciclos biogeoquímicos que se desarrollan en la naturaleza. Por tanto, el que estas sustancias emitidas sean consideradas contaminantes o no depende de los efectos que produzcan sobre sus receptores.

Aunque los contaminantes naturales se generan en cantidades mayores que los producidos por las actividades humanas, los llamados antropogénicos, el reciente incremento de estos últimos presenta la amenaza más significativa a largo plazo para la biosfera. Dicha fuente de contaminación se deriva de un aumento de la población, del desarrollo industrial, de la urbanización y del transporte. La evolución de la tecnología moderna unida a la previsión de cada vez mayores emisiones de contaminantes a la atmósfera, ha conducido a una creciente preocupación por las consecuencias negativas que la contaminación atmosférica pueda tener sobre la salud de la población, el equilibrio natural de los ecosistemas y los bienes naturales, o incluso, que provoque cambios catastróficos en el clima terrestre.

Lo que en principio era un problema local, asociado a grandes centros urbanos o zonas altamente industrializadas, ha desencadenado una serie de problemas globales que afectan a la totalidad del planeta: la destrucción de la capa de ozono estratosférico, aumento de la concentración de ozono troposférico y el incremento del efecto invernadero. Esto ha llevado a considerar la contaminación atmosférica como un problema global y a que actualmente se estén implantando a nivel mundial planes de acción, estrategias y políticas ambientales para prevenir y controlar la contaminación. Destacando las primeras respuestas internacionales con el *Protocolo de Kioto* de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático y el *Convenio de Ginebra* sobre la Contaminación atmosférica Transfronteriza a larga distancia, en el ámbito de las Naciones Unidas.

A nivel nacional, en la mayoría de los países industrializados se han establecido valores máximos de concentración admisible para los contaminantes atmosféricos más característicos, que han sido fijados a partir de estudios teóricos y prácticos de los efectos que tiene la contaminación sobre la salud actualmente y los que puede alcanzar en el futuro.

Para analizar la contaminación atmosférica, hay que tener en cuenta los niveles de emisión, cantidades de contaminantes vertidos a la atmósfera en un periodo de tiempo determinado, y niveles de inmisión, concentración de contaminantes en la atmósfera a nivel del suelo.

Se pueden clasificar las sustancias contaminantes, controladas y reguladas en la legislación, en dos grupos generales, atendiendo a su mecanismo de formación: contaminantes primarios y secundarios.

2.9.1 Contaminantes primarios

Son aquellas sustancias de carácter contaminante vertidas a la atmósfera de forma directa desde los focos emisores, ya sean antropogénicos o naturales, y que alteran la calidad del aire produciendo lo que comúnmente se conoce como contaminación convencional. Su naturaleza física y su composición química es muy variada, pero se pueden agrupar atendiendo a su estado físico (sólido, líquido y gases) o elemento químico común. Su

capacidad para producir contaminación dependerá del tiempo medio que estos permanecen en la atmósfera, permitiendo su transporte a capas más altas.

- **Óxidos de carbono (CO y CO₂).** El monóxido de carbono se genera fundamentalmente en la combustión incompleta de elementos que contienen carbono, siendo el principal foco emisor el transporte seguido por el sector residencial e industrial. Como precursor del CO₂ y del ozono, el CO contribuye al calentamiento global del planeta, incrementando el efecto invernadero natural, y los efectos directos del ozono sobre la vegetación y los materiales.
- **Óxidos de nitrógeno (NO_x),** tienen su origen en procesos naturales y actividades humanas que implican el uso de combustibles fósiles y procesos de combustión a temperaturas elevadas.
- **Compuestos de azufre (SO_x),** como el dióxido de azufre o el trióxido de azufre, resultantes de la oxidación del azufre presente en los combustibles fósiles al quemarse, y el ácido sulfhídrico, procedente de escapes de refinerías de petróleo, fábricas de gas y, de forma natural, de erupciones volcánicas o del metabolismo anaerobio. El SO₂ es el compuesto que se emite en cantidades mayores a la atmósfera, actualmente se están reduciendo sus emisiones gracias a la sustitución de combustibles con alto contenido en azufre por otros menos contaminantes.
- **Partículas PM₁₀,** son partículas en suspensión con un tamaño menor de 10 mm. En función de su origen estarán constituidas por diferentes contaminantes: compuestos orgánicos, metales pesados, óxidos metálicos y compuestos de calcio, aluminio y silicio. El principal foco emisor es el transporte, aunque también se generan en procesos industriales.
- **Hidrocarburos (H_nC_m),** bajo esta denominación se agrupan muchas sustancias, tales como Compuestos Orgánicos Volátiles (COVs), metano, hidrocarburos aromáticos e hidrocarburos aromáticos policíclicos. Su origen es diverso, destacando los vehículos, refino, almacenamiento y distribución de productos petrolíferos, evaporación de disolventes orgánicos y residuos urbanos. La necesidad de vigilar las concentraciones en la atmósfera se deriva fundamentalmente de tres factores: su propia toxicidad, el papel clave que juegan en la formación de oxidantes fotoquímicos y su importancia como precursor de partículas finas en áreas urbanas, especialmente los hidrocarburos aromáticos y sus productos de oxidación.
- **Metales pesados;** entre los metales tóxicos más importantes por sus efectos sobre la salud del ser humano están el mercurio (Hg), el plomo (Pb) y el cadmio (Cd).

2.9.2 Contaminantes secundarios

Los contaminantes secundarios son el resultado de transformaciones y reacciones químicas y fotoquímicas que sufren los contaminantes primarios en la atmósfera. Las principales alteraciones atmosféricas producidas por los contaminantes secundarios son:

- Contaminación fotoquímica
- Deposición ácida
- Formación de materia particulada secundaria, a partir de gases y partículas
- Disminución del espesor de la capa de ozono

2.9.3 Reducción de NO_x mediante sistema de reducción catalítica selectiva (SCR)

El enfoque de reducción de emisiones en el presente proyecto académico se ha centrado en los óxidos de nitrógeno (NO_x) y las tecnologías para su reducción y control, concretamente en las emisiones en los ciclos combinados con turbina de gas. De esta forma, se podrá seguir empleando en la producción energética un combustible fósil tan abundante y barato, como es el gas natural, de una manera sostenible con el medio ambiente y asegurando abastecer una demanda energética previsiblemente mayor.

El proceso de reducción catalítica selectiva, SCR de su acrónimo en inglés (*Selective Catalytic Reduction*), se basa en la reducción química de óxidos de nitrógeno mediante un agente reductor nitrogenado, como puede ser amoníaco o urea, en presencia de un catalizador que incrementa la velocidad de reacción y disminuye la temperatura necesaria para que tenga lugar la reacción. Estos compuestos nitrogenados reducirán selectivamente los óxidos de nitrógeno frente a otros compuestos que contengan oxígeno, dando lugar a las (R.1) a (R.9), reacciones que se explican más adelante en el presente apartado.

Manteniendo la temperatura en un rango específico y seleccionando la composición y propiedades del catalizador adecuados, se consigue que el reactivo reaccione selectivamente con los NO_x presentes en el gas de combustión, obteniéndose como productos nitrógeno molecular (N₂) y vapor de agua, compuestos inocuos ya existentes en el aire.

El amoníaco puede almacenarse en disolución acuosa a presión atmosférica o líquido anhidro bajo presión. Debido a los riesgos asociados al manejo de amoníaco puro y a que el suministro de amoníaco diluido está más extendido, es muy común emplear disoluciones acuosas de amoníaco ($X_{\text{NH}_3} < 30\%$ en volumen).

Es necesario arrastrar el amoníaco con una alta proporción de aire, favoreciendo de esta forma su inyección y dispersión en la corriente de gases de combustión y manteniendo la mezcla por debajo del límite de inflamabilidad.

En calderas más grandes, como las de carbón pulverizado, la corriente de dilución de amoníaco que entra en la caldera, abandona los orificios de suministro y pasa a través del mezclador estático, una rejilla de inyección diseñada con el objetivo de conseguir una distribución uniforme y homogénea de la dilución de amoníaco en el gas de combustión, permitiendo alcanzar una eficacia de reducción óptima.

Sin embargo, en una caldera de recuperación de calor, que son extremadamente compactas en longitud, no hay espacio suficiente para instalar ningún tipo de mezclador. Para compensar este defecto, se aumenta el número de puntos de inyección de dilución de amoníaco para procurar una adecuada mezcla con los gases.

2.9.3.1 Catalizador

En el proceso de reducción de los óxidos de nitrógeno presentes en el gas de combustión, destaca por su importancia, la propia reacción de reducción selectiva del compuesto mayoritario y representativo del conjunto de óxidos de nitrógeno, el monóxido de nitrógeno. Dicha reacción se desarrolla en el catalizador.

El catalizador es la parte fundamental del proceso pues aumenta la velocidad de reacción de reducción de NO_x y disminuye la temperatura a la que la reacción tiene lugar. El principal requisito que tiene que cumplir el catalizador es que sea activo y selectivo en la reacción de reducción de los óxidos de nitrógeno, de manera que permita alcanzar conversiones requeridas.

La disposición del catalizador en la caldera se realiza atendiendo a dos criterios, minimizar la pérdida de carga de los gases que lo atraviesan y ofrecer alta resistencia mecánica y térmica. Así, la disposición es en forma de monolitos, bloques sólidos con estructura de panal y canales paralelos (*honeycomb catalyst*) o estructura laminar o de placas (*plate-type catalyst*).

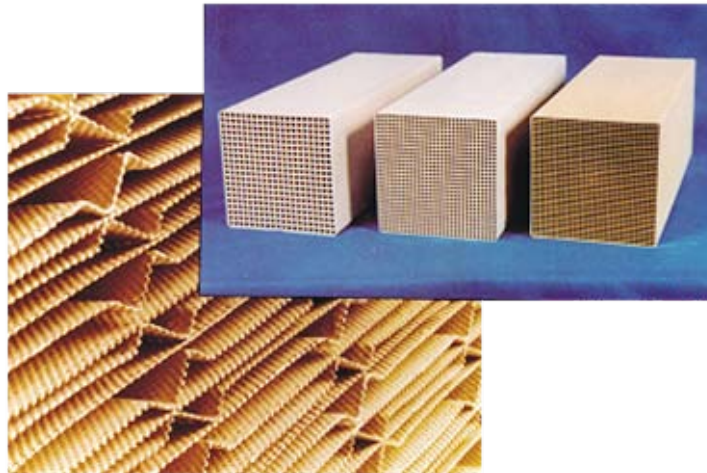


Figura 2.33 – Catalizadores monolíticos. Fuente: [3]

Los catalizadores monolíticos de panel son estructuras unitarias atravesadas longitudinalmente por canales paralelos lo que les confiere una porosidad relativamente elevada, entre 40 y 90%. La sección transversal de los canales puede tener geometría circular, hexagonal, cuadrada o triangular. La elección de una u otra geometría influirá en las propiedades estructurales (porosidad del reactor monolítico, área geométrica, etc.), en la resistencia térmica y en los fenómenos de transporte en los canales. Cuando las estructuras catalíticas se empaquetan para formar lechos catalíticos de mayor tamaño se prefiere la forma cuadrada o hexagonal, siendo la sección cuadrada la que da mayor resistencia mecánica y menores problemas por obstrucción del canal [3].

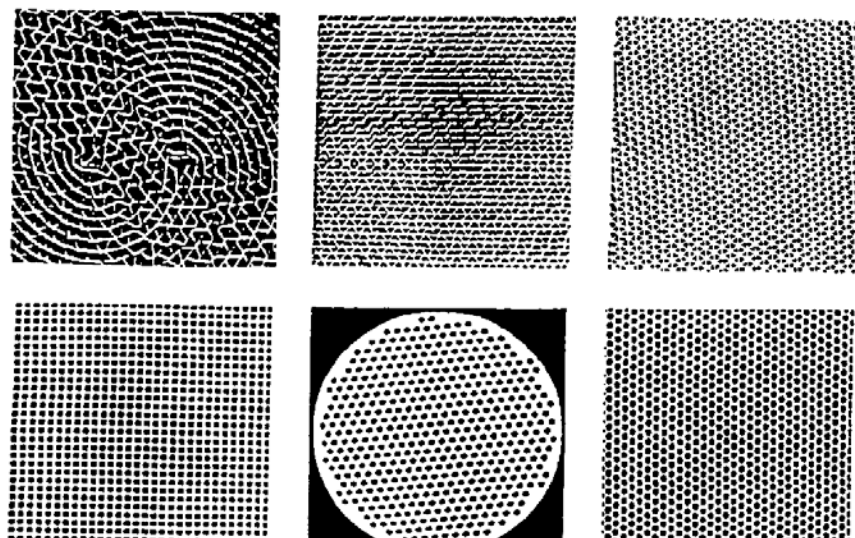


Figura 2.34 - Posibles geometrías de los canales del monolito. Fuente: [25]

Este tipo de catalizadores presentan claras ventajas frente a los catalizadores convencionales, estructuras simples impregnadas con partículas esféricas o cilíndricas dispuestas en lecho fijo.

En general el desarrollo de sistemas catalíticos de flujo paralelo presentan características fluidodinámicas que alteran lo mínimo posible el funcionamiento del sistema donde se instalan y les otorgan grandes ventajas frente a otros tipos de geometrías [3, 13, 15, 25].

- Mayor superficie geométrica o área superficial por unidad de volumen de catalizador y, por tanto, mayor área de contacto con los gases. Esta propiedad es importante pues la reacción tiene lugar principalmente en la superficie externa debido a las limitaciones difusionales dentro de los poros del catalizador.
- Uniformidad de flujo de gases a través de los canales, evitando los problemas debidos a mala distribución del fluido (puntos calientes, formación de canales preferentes, etc.).
- Alta estabilidad térmica y mecánica.
- Menor pérdida de carga, lo que permite tratar un mayor caudal de gas. Para un valor dado de velocidad lineal de paso a lo largo del catalizador, la pérdida de carga producida por las estructuras monolíticas es de uno a dos órdenes de magnitud inferior a la que producen los lechos de partículas esféricas con análoga superficie geométrica por unidad de volumen. Esta característica es la propiedad más importante desde el punto de vista del diseño del reactor.

En aplicaciones en centrales termoeléctricas y ciclos combinados, se prefiere la estructura de panel, debido a la mayor área superficial por unidad de volumen y mayor resistencia al envenenamiento y obstrucción por deposición de cenizas que presenta [3].

La distribución del catalizador sobre la estructura catalítica puede realizarse de dos formas, clasificando los catalizadores monolíticos en dos grupos: catalizadores incorporados y catalizadores recubiertos. En los primeros, los elementos activos se encuentran dispersos uniformemente sobre el conjunto de la estructura monolítica. En los segundos, los componentes catalíticamente activos se encuentran en una capa de material poroso depositada sobre las paredes de los canales en la estructura monolítica, de tipo cerámica o metálica. Esta última configuración es la más empleada para catalizadores destinados a ciclos combinados con turbina de gas.

En otro tipo de calderas distintas a la considerada en el presente proyecto, como las térmicas clásicas, el catalizador suele estar ubicado en una estructura a parte de la caldera, desviando los gases mediante conductos específicos. Sin embargo, en una caldera de recuperación de calor se diseñan incluidos en el paso de gases de la propia caldera, entre los intercambiadores de calor.

Su ubicación exacta depende de las características propias de la caldera (la distribución de temperaturas que se alcanza en el lado gases) así como del objetivo de reducción que se desea alcanzar. En base a estas premisas se escogerá un tipo de catalizador u otro.

2.9.3.2 Tipos de catalizador

Los estudios se centran en tres tipos de catalizadores:

- Catalizadores basados en metales nobles
- Catalizadores basados en el resto de metales de transición
- Zeolitas

Los catalizadores basados en óxidos metálicos (metales de transición) son los más empleados en las unidades SCR existentes y han limitado el uso de metales nobles a aplicaciones que deban desarrollarse obligatoriamente a bajas temperaturas (175 – 290°C), dado su elevado coste. Sin embargo, estos catalizadores basados en óxidos metálicos presentan grandes limitaciones por la presencia de determinados compuestos en la mezcla de gases a tratar, concretamente dióxido de azufre y vapor de agua.

Los catalizadores más empleados a escala industrial son los basados en pentóxido de vanadio (V_2O_5) y óxido de titanio (TiO_2). El V_2O_5 ha resultado ser uno de los mejores catalizadores en el proceso de reducción con amoníaco debido a su alta actividad y selectividad, unido a su elevada resistencia al envenenamiento por óxidos de azufre, pues presenta un comportamiento diferente al de los demás óxidos mencionados. Generalmente no se producen deposiciones de sulfato o bisulfato de amonio si la temperatura es superior a 250 °C, y en caso de que esto ocurra, el efecto es reversible y se descomponen a elevadas temperaturas de operación.

El pentóxido de vanadio es el responsable de la actividad del catalizador en la reducción selectiva de NO , pero además cataliza la oxidación de SO_2 a SO_3 . Para evitar en lo posible esta última reacción, el contenido en V_2O_5 se mantiene en valores bajos, alrededor de 0,3-1,5% en peso, reduciéndose hasta un 1% en peso en aplicaciones con alto contenido en azufre [14, 25].

Los catalizadores que contienen óxido de wolframio (WO_3) o molibdeno o tungsteno (MoO_3) en su estructura presentan mayor actividad [6]. Los óxidos de wolframio y molibdeno se emplean en mayor concentración, alrededor de 10% en peso y 6% en peso respectivamente. Ambos compuestos actúan como promotores químicos y estructurales, aumentan la acidez del catalizador y limitan o incluso inhiben la oxidación de SO_2 , mejorando la selectividad

hacia la reducción de NO, además de mejorar las propiedades mecánicas y estructurales del catalizador y conferir mayor estabilidad térmica. [3, 13, 14].

Las zeolitas (ferrierita, modernita, metasilicatos, silicoaminofosfatos, etc.), son el tipo de catalizadores más recientemente desarrollado. En su forma ácida y con metales de transición en su estructura presentan alta actividad en la reducción de NO_x a elevadas temperaturas, alcanzando hasta 600°C, cuando los catalizadores de óxidos metálicos son térmicamente inestables. El rango óptimo de operación para estos catalizadores es de 460-600°C, superior a la temperatura de operación de los catalizadores anteriormente mencionados, 260-490°C. Muchos de estos catalizadores experimentan una considerable pérdida de actividad en presencia de vapor de agua y SO₂, sin embargo nuevos sistemas tales como FeZSM-5, CoZSM-5 o zeolitas bimetálicas que combinan un metal noble como Pt con Co y/o In, resultan estables en presencia de estos compuestos.

El principal inconveniente es que resultan mucho más caros que los catalizadores de óxidos metálicos pues estos están industrialmente más extendidos.

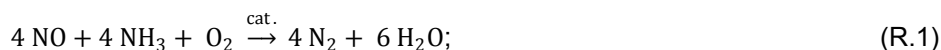
2.9.3.3 Etapa de reacción

La mezcla de gases atraviesa el lecho catalítico con configuración de monolito. A medida que el gas de combustión caliente y el reactivo atraviesan el catalizador, entran en contacto con los sitios activos, donde los óxidos de nitrógeno se reducen químicamente hasta nitrógeno molecular y vapor de agua, de acuerdo a las reacciones recogidas a continuación. Los productos de reacción generados salen en la corriente de gases hacia la chimenea.

La conversión de monóxido de nitrógeno que garantizan los fabricantes de catalizadores y distribuidores de unidades SCR es de hasta 95%. Para asegurar una elevada eficacia y conversión, no sólo es necesario una distribución uniforme de los reactivos, también es importante controlar la relación de los reactivos, amoníaco y monóxido de nitrógeno, en la corriente de entrada al reactor.

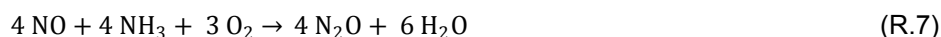
El calor remanente en el gas de combustión, tras su paso por las primeras etapas de intercambio de calor, proporciona la energía suficiente para que tenga lugar la reacción.

Los óxidos de nitrógeno que se forman en la combustión de combustibles fósiles son principalmente monóxido y dióxido de nitrógeno, participando en las reacciones descritas a continuación. La especie mayoritaria será el monóxido de nitrógeno, representa un 90-95% del conjunto de NO_x, por tanto las reacciones en las que participa este compuesto son las predominantes y responsables del mayor consumo de amoníaco.



Como el exceso de oxígeno en los gases de escape de una turbina de gas es alto (aunque esté en postcombustión), las reacciones que se darán en mayor extensión serán aquellas en las que participa el oxígeno. Considerando las condiciones típicas en las que ocurre la reacción de reducción, se puede considerar que los NO_x están compuestos mayoritariamente por NO (95%) y NO₂ (5%) [20].

Junto con estas reacciones principales, pueden tener lugar reacciones secundarias que deben ser minimizadas en la medida de lo posible. Se debe tener en cuenta que, en presencia de un catalizador suficientemente activo y selectivo, la eliminación de oxígeno de especies nitrogenadas será completa hasta nitrógeno elemental. Por este motivo, el efecto de las reacciones laterales (R.6) a (R.9) no ha sido considerado para los cálculos realizados en el presente proyecto académico.



En el caso de combustibles con alto contenido en azufre, como es el caso del carbón, los gases de combustión estarán compuestos por SO₂ procedente de la oxidación del azufre, que puede ser catalíticamente oxidado a SO₃ en la unidad SCR. La especie oxidada, SO₃, puede reaccionar tanto con vapor de agua presente en el gas como con amoníaco no reaccionado (slip NH₃), para formar ácido sulfúrico y sulfato y bisulfato amónico, con los problemas que ello ocasionaría.



El ácido sulfúrico puede provocar problemas de corrosión en equipos posteriores o permanecer como vapor adsorbido o condensado en las partículas que arrastra el gas, de manera que las partículas portarán ácido sulfúrico con los gases que salen por chimenea,



con el consiguiente impacto medioambiental y corrosión de superficies metálicas de la caldera. Las sales de sulfatos de amonio podrían depositarse sobre las partes a presión situadas agua abajo del catalizador, con temperaturas inferiores a 300°C .

El amoniaco no empleado en reducir óxidos de nitrógeno es el que participa en las reacciones con SO_3 , por lo que será necesario optimizar la relación NH_3/NO en la corriente alimentada al reactor y minimizar la cantidad de amoniaco no reaccionada, para que su concentración en la corriente de salida sea inferior a 5-2 ppmv (partes por millón en volumen), medidas con un exceso de oxígeno de 15% [21].

3 METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Como sucede en cualquier problema de ingeniería, siempre existen alternativas; el diseño de calderas no escapa a esta premisa, motivo por el que no hay dos calderas iguales. Este proyecto trata de proponer dos alternativas igualmente válidas para resolver el mismo problema, el diseño de una caldera de recuperación de calor horizontal, que aprovecha el calor de los gases de escape de una turbina de gas natural. Se han empleado para ello distintos recursos en cada opción, así como soluciones diferentes entre sí. Finalmente, se optará por la opción óptima entre las propuestas.

Además, cada una de las alternativas estudiadas tendrá dos modos de funcionamiento, cuyas diferencias y sensibilidades también serán igualmente comparadas. El marco actual de recesión económica mundial, y por el que el sector energético se ha visto gravemente afectado por el parón industrial, se impone la necesidad de cubrir las necesidades de vapor en operación normal, el funcionamiento a plena carga de la turbina de gas. Sin embargo, ante la previsión de un futuro mejor no muy lejano, cada vez más industrias se interesan por mejorar la capacidad de producción de vapor de su caldera y, en el caso de las calderas de recuperación de calor, instalar quemadores de conducto con el fin de aumentar la carga máxima de su caldera sin necesidad de sustituir su turbina de gas.

De esta manera, los modos de operación que se van a estudiar son:

- **Modo UNFIRED:** la caldera solo recupera el calor de los gases de escape de la turbina de gas.
- **Modo COFIRED:** se ha considerado la instalación de unos quemadores de conducto de 37 MWt. Éstos aprovechan el exceso de oxígeno en los gases de escape de la turbina de gas, que suelen estar en torno a un 15 % volumen de oxígeno, para inyectar combustible a través de estos quemadores. Esta postcombustión provoca un súbito aumento de las temperaturas de los gases. En este caso, el quemador utiliza el mismo gas natural que la turbina de gas.

Más adelante, en la tabla 3.1, se muestran los datos de operación elegidos que son el requisito indispensable a cumplir. Las características de los gases de escape de la turbina vienen dados por los datos de operación de la turbina existente facilitados por un hipotético Cliente que desearía llevar a cabo el *retrofit* de la caldera.

En este caso, se considera que la geometría externa de la caldera, es decir la carcasa, es también existente de modo que lo que se propondrá a continuación serán dos opciones igualmente válidas pero con distinta disposición y características de tubos (materiales, tamaños y separación de aletas, cantidades de tubos, etc.).

Los datos de pérdida de carga en el lado del gas y en el lado de los tubos, son impuestos por el hipotético Cliente, como condición, y sujeta a penalidades. Se estima que la turbina

escogida pierde en torno a un 1% de la potencia eléctrica entregada en el alternador por cada 50 mmH₂O de contrapresión a la salida de sus escapes [17]. Además, la turbina es un equipo muy costoso de mantener y una pérdida de carga a lo largo de la caldera mayor que la admisible acortaría sus períodos de mantenimiento.

Los dos factores críticos a tener en cuenta en el diseño de una caldera de recuperación de calor son el punto de contacto o *pinch point* (factor económico) y el punto de aproximación o *approach point* (factor energético). Unos valores apropiadamente escogidos permitirán maximizar la transferencia de calor en las dimensiones predefinidas de la caldera, con un coste razonable de material.

3.1

Cálculo

Básicamente, la caldera de recuperación es un intercambiador de calor (agua/gas), que se subdivide a su vez en varios intercambiadores de calor: sobrecalentador, evaporador (bancos convectivos) y economizador, cuya función es precalentar el agua de alimentación previamente a su inserción en el circuito principal. Aunque físicamente son circuitos diferenciados con características muy distintas, se sitúan en serie y juntos forman el generador de vapor.

En el modelo matemático empleado, se consideran las transferencias de calor por convección y conducción, despreciando las de radiación. La experiencia en el diseño de estas calderas demuestra la viabilidad de llevar a cabo un diseño aceptable, despreciando dicho fenómeno en calderas de recuperación de calor con postcombustión y temperaturas de los gases de entrada de hasta 925 °C [16].

Consultado la bibliografía, los modelos y fórmulas propuestos son similares o hacen referencia directa al manual de Foster Wheeler [5].

El dimensionamiento de la caldera no se limita sólo a los aspectos térmicos, sino que también incluye los fluidodinámicos, puesto que es necesario impulsar a través del aparato la corriente de cada fluido. Además de estos factores, en el diseño intervienen también consideraciones como el ajuste a dimensiones prácticas y de acuerdo con las limitaciones de espacio, la obtención de velocidades en los circuitos para lograr la transferencia de calor adecuada, no incurrir en pérdidas de carga excesivas y evitar depósitos o erosión, la obtención de temperaturas de trabajo que reduzcan las necesidades de materiales especiales, etc.



Los parámetros a ajustar mediante los cálculos, y que serán uno de los factores determinantes en la elección de la alternativa de diseño adecuada, son:

- Caudal de vapor bruto generado.
- Potencia térmica absorbida por cada intercambiador de calor.
- Punto de aproximación.
- Punto de contacto.
- Ratio de circulación (relación entre el caudal de agua suministrado al evaporador y el caudal de vapor generado).
- Temperaturas a la entrada y salida de cada banco de tubos (sobrecalentador, evaporador y economizador), tanto en el lado gas como en el lado agua/vapor.

Dado el enfoque de retrofit del presente proyecto, la anchura de la caldera y la longitud de los tubos vendrán marcadas por las dimensiones de la carcasa existente. Debido a que se considera que la hipotética instalación ya dispone de unas cimentaciones y estructura preparadas para la disposición de los tubos en vertical, no se va a evaluar la posibilidad de su disposición horizontal.

De modo que las variables consideradas para proponer las dos alternativas de diseño son:

- Disposición de los bancos de tubos en la caldera.
- Número de tubos en cada intercambiador.
- Diámetro y espesor de los tubos de cada intercambiador, aunque se ha partido de un escenario predefinido en cada caso.
- Paso transversal de tubos en cada intercambiador.
- Paso longitudinal de tubos en cada intercambiador.
- Dimensiones de las aletas, en caso de que los tubos sean aleteados.
- Espaciado entre aletas.
- Materiales de aletas y tubos.

Para el diseño de una caldera nueva, el criterio principal para el cálculo del tamaño de cada intercambiador (cantidad de pasos, espaciado entre ellos, etc.) es obtener un caudal másico de gas a través del banco evaporador adecuado, es decir, comprobar que se ha minimizado la pérdida de carga de los gases a través de la caldera.

Sin embargo, en un retrofit, factores externos, principalmente la geometría de la instalación existente, condicionan gravemente las bases de cálculo. El tamaño de las bahías (los espacios reservados en la caldera para la ubicación de los bancos) de que se dispone

pertenecen a diseños previos que consideraban producciones de vapor menores, y por lo general condiciones de funcionamiento muy distintas.

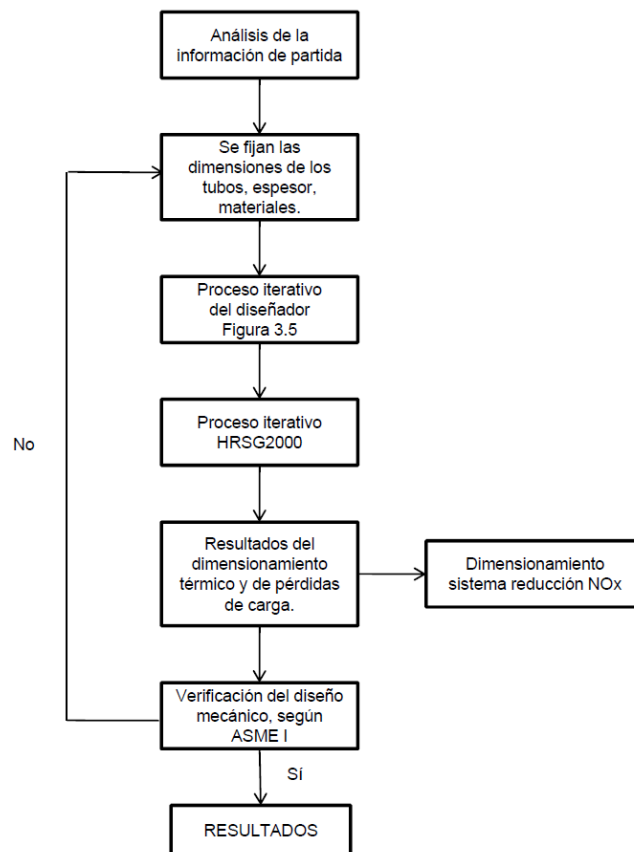


Figura 3.1 – Diagrama de flujo con la metodología de cálculo seguida en el proyecto, en ambas alternativas

Los procesos iterativos indicados en la figura 3.1 hacen referencia al proceso iterativo que el software de cálculo empleado para el dimensionamiento térmico (HRSG2000) lleva a cabo para cuadrar el balance térmico en los intercambiadores y al proceso iterativo que debe llevar a cabo el diseñador, y que se encuentra descrito más adelante en el punto 3.6 Balances de materia y energía del modelo.

3.2 Bases de diseño

El diseño de la caldera se plantea a partir de las características del gas y del vapor requerido (composición, caudal, presión y, especialmente, temperatura de entrada a la caldera). A continuación se describen los requisitos del hipotético Cliente, es decir, las condiciones en que la caldera deberá operar.

3.2.1 Datos de operación

Con el fin de tener en consideración unas condiciones de contorno para los trabajos desarrollados en el presente proyecto, ha sido necesario considerar ciertas condiciones de partida para los gases a la salida de la turbina de gas (entrada a la caldera de recuperación). Asimismo, se ha dotado al proyecto de unas condiciones de vapor (producción, presión y temperatura) determinadas, en base a lo descrito a continuación.

3.2.1.1 Turbina de gas

Con objeto de marcar las condiciones de contorno, se han buscado condiciones típicas de operación a plena carga de una turbina ampliamente usada y de sobra conocida en el ámbito de los ciclos combinados: una *General Electric LM6000*. Es una turbina aeroderivada, basada en la turbina para aviones comerciales *General electric CF6-80C2*. Tiene dos ejes y está compuesta por un compresor de baja presión, un compresor de alta presión, el combustor, una turbina de alta presión y una turbina de baja presión. para mayor detalle, en la figura 3.2 se muestra una sección de la turbina donde se aprecian éstos y otros componentes.

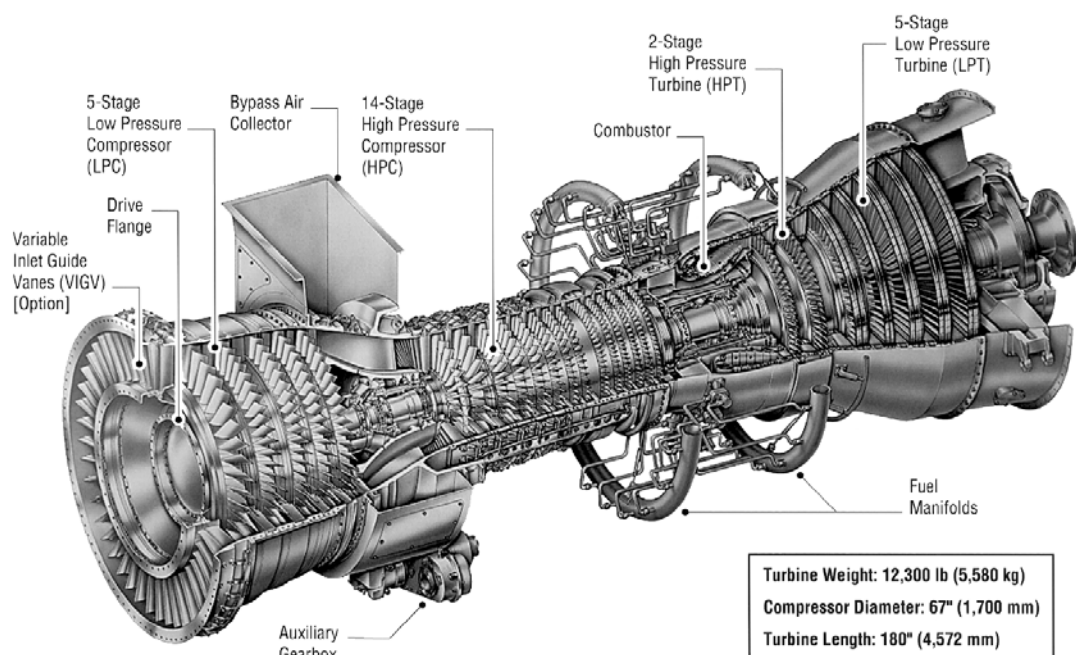


Figura 3.2 – Sección de turbina de gas aeroderivada GE LM6000. Fuente: [17]

Se ha escogido uno de los ejemplos de operación con gas natural a plena carga, según lo detallado en uno de sus manuales de operación [17], consultado.

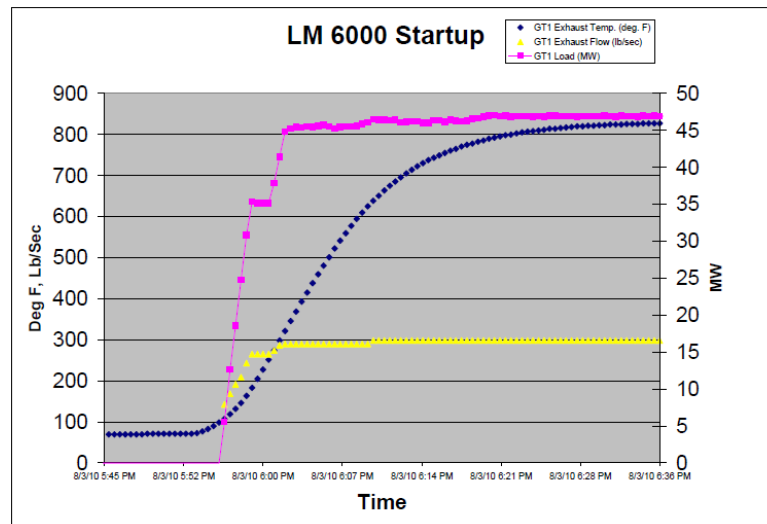


Figura 3.3 – Curva de arranque de una turbina GE LM6000, quemando gas natural. Fuente: [17]

Como se aprecia en la figura 3.3, esta turbina es capaz de alcanzar las condiciones de plena carga (generación en alternador y máxima temperatura de gases de escape) en unos 45 minutos, aproximadamente.

En condiciones de plena carga las características de los gases de escape de turbina de gas son:

CARACTERÍSTICAS DE GASES DE ESCAPE DE TURBINA DE GAS	100% CARGA
Temperatura ambiente (°C)	15
Carga de la Turbina de Gas (%)	100
Potencia de la Turbina de Gas (MWt)	105
Caudal de gases a la salida de la Turbina de Gas (t/h)	485
Temperatura de gases a la salida de Turbina de Gas (°C)	447
Composición de gases a la salida de Turbina de Gas (% en peso)	
O ₂	14,70
H ₂ O	7,30
N ₂	7,80
CO ₂	5,00
Ar	1,20

Tabla 3.1 – Características de gases de escape de la turbina de gas, funcionando ésta a plena carga. Fuente: [17]

Se ha considerado la eficiencia bruta de producción eléctrica de la turbina de gas en ciclo simple como:

$$\varepsilon_b = \frac{W_e}{W_t(\text{sobre PCI})} \quad (1)$$

W'_e = Potencia eléctrica generada en alternador (MWe)

W'_t = Pot. térmica (PCI), entalpía de gases de escape (MWt)

Según las características de los gases mostradas en la tabla 3.1 y considerando los valores de generación eléctrica reflejados en la figura 3.2, se deduce que la eficiencia bruta de producción eléctrica en alternador de esta turbina es del 42%.

3.2.1.2 Composición del combustible considerado

Según lo especificado en la misma referencia [17], para alcanzar las condiciones reflejadas en la tabla 3.1 y la figura 3.3, el combustible considerado ha sido un gas natural de alta pureza, con la siguiente composición.

Composición Molecular del Gas Natural		
Metano	% vol.	96,46
Etano	% vol.	1,50
Propano	% vol.	0,21
Butano	% vol.	0,06
Dióxido de Carbono	% vol.	1,00
Nitrógeno	% vol.	0,60
Pentano	% vol.	0,02
Oxígeno	% vol.	0,15
Azufre	% vol.	0,00
Humedad, H ₂ O	% vol.	0,00
PCI	kJ/kg	47.951
PCS	kJ/kg	53.176

Tabla 3.2 – Composición del Gas Natural empleado como combustible en turbina y quemadores. Fuente: [17]

A tenor de la composición del gas mostrado en la tabla 3.2, lo más posible es que sea de origen ruso, de mayor pureza que el libio. Nótese que se ha considerado un combustible con 0% en volumen de agua en base húmeda y sin azufre.

Durante la realización del presente proyecto académico, se ha considerado que el combustible utilizado por los quemadores de conducto considerados es el mismo que para la turbina de gas.

3.2.1.3 Turbina de vapor

En ciclos combiados que combinan energía eléctrica y cogeneración, como el considerado en el presente proyecto académico, el condensador del ciclo combinado se ve sustituido por el proceso con el que se desea intercambiar calor. En estos casos, el intercambiador considerado ya no trabaja a vacío como lo hacía el condensador. Por este motivo se dice que la turbina de vapor trabaja a contrapresión.

Puesto que la mayoría de referencias consultadas consideran turbinas de vapor funcionando en presión fija para este tipo de simulaciones, resulta interesante escoger unas condiciones de operación de la turbina de vapor en presión deslizante.

En operación con presión deslizante, la válvula de admisión de la turbina de vapor está totalmente abierta desde que dicha turbina alcanza aproximadamente el 50% de su carga máxima. De esta forma, la carga de la turbina de vapor se regula a partir de este momento variando las condiciones del vapor (caudal, presión y temperatura) [9].

Las principales ventajas de operar una caldera en presión deslizante son [9]:

- Mayores temperaturas de vapor recalentado, funcionando a cargas parciales.
- Mayor eficiencia interna de la turbina de alta presión, funcionando a cargas parciales.
- Tiempos de arranque de caldera menores.
- Mayor flexibilidad operacional, funcionando a cargas parciales.
- Menores pérdidas por bombeo de agua de alimentación, funcionando a cargas parciales.

	Imperial	UNFIRED	COFIRED	S.I.	UNFIRED	COFIRED
Carga de Quemador de Conducto (%)	%	0	100	%	0	100
Potencia de Quemador de Conducto (MWt)	MMBTU/h	0	125	MWt	0,00	37
Temperatura de gases a la salida Turbina de Gas (°C)	°F	837	1.217	°C	447	658
Caudal de gases salida de Quemador de Conducto(t/h)	lb/h	1.069.318	1.075.270	t/h	487	488
Circuito de alta presión						
Caudal de vapor SH de alta presión (t/h)	lb/h	79.000	138.000	t/h	36	63
Presión de vapor SH de alta presión (bar)	psi	875	1.765	bar	90	183
Temperatura de vapor SH de alta presión (°C)	°F	800	1.040	°C	427	560
Circuito de recalentamiento						
Caudal de vapor RH (t/h)	lb/h	104.000	170.500	t/h	47	77
Presión de vapor RH (bar)	psi	235	420	bar	24	43
Temperatura de vapor RH (°C)	°F	785	1.040	°C	418	560
Circuito de media presión						
Caudal de vapor SH media presión (t/h)	lb/h	26.000	27.000	t/h	12	12
Presión de vapor SH media presión (bar)	psi	245	430	bar	25	45
Temperatura de vapor SH de media presión (°C)	°F	440	515	°C	227	268
Temperatura de agua de alimentación (°C)	°F	90	100	°C	32	38

Tabla 3.3 – Datos de operación y requisitos de producción de la futura caldera. Fuente: FWES.

Con el fin de mostrar al lector de la manera más realista posible las consideraciones llevadas a cabo en el diseño de una caldera de recuperación que opera en estas condiciones, se ha tomado como referencia datos de operación de un caso real de operación con una turbina de vapor en presión deslizante. Los datos de operación empleados son aproximados a los de referencia, como se muestra en unidades imperiales en la tabla 3.3.

Las condiciones de los gases de escape de la turbina de gas en modo UNFIRED se han obtenido de uno de los ejemplos de operación con gas natural a plena carga de un manual de operación de la turbina considerada [17], tal y como se ha explicado previamente.

El caudal de gases en modo COFIRED se ha obtenido sumando la cantidad necesaria del combustible de diseño, especificado en la tabla 3.2, para alcanzar los 37 MWt adicionales.

3.3 Criterios de diseño

La temperatura del agua de alimentación es típicamente fijada por la Propiedad de la instalación. Con el fin de evitar los típicos problemas de corrosión de los tubos del economizador en operación a bajas cargas, las temperaturas de metal de los tubos en la parte fría no deben ser inferiores al punto de rocío de los gases en ninguna condición de

operación. Obviamente, la temperatura de los gases a la salida de la caldera también ha de ser mayor que la temperatura de rocío de los mismos.

El punto de rocío de los gases de escape depende del contenido de azufre en el combustible de la turbina. Gases de escape con concentraciones de azufre mayores de 30 ppmv requieren consideraciones acerca del punto de rocío, cuyo valor varía entre los 90 °C y 145 °C. El combustible considerado es un Gas Natural de alta calidad, por lo que su contenido en azufre es nulo.

Hay ciertos parámetros que son críticos en el funcionamiento, prestaciones y economía de la futura caldera:

- **Pérdidas de carga**, tanto del circuito agua/vapor como del circuito de gases, aunque especialmente en este último por los motivos que ya se han explicado con anterioridad. Sin embargo, para el diseño de este tipo de calderas, no se considera este parámetro de antemano, sino que primero se lleva a cabo un diseño válido y luego se ajustan ciertos parámetros hasta conseguir valores de pérdidas de carga admisibles.
- **Temperatura del agua tras pasar por el economizador**, que será inferior a la temperatura de saturación a la presión del correspondiente calderín, con el fin de prevenir una cantidad de vapor inadecuado (demasiado alta) en los tubos del evaporador cuando aumenta el caudal de gases al mínimo técnico.

La diferencia entre la temperatura de saturación y la temperatura de salida del agua del economizador se denomina punto de aproximación y puede llegar a ser de hasta 5 °C (8 °F).

- **Punto de contacto**, que es el salto térmico mínimo entre el gas y el vapor de agua en los bancos evaporadores en el extremo de salida de los gases y de entrada del agua en el evaporador, considerada la temperatura de saturación. Cuanto menor es el valor del punto de contacto, mayor es la superficie de evaporador necesaria; sin embargo, cuanto mayor es el punto de contacto, menor es el calor recuperado de los gases a una presión específica de vapor (ver figura 3.2).

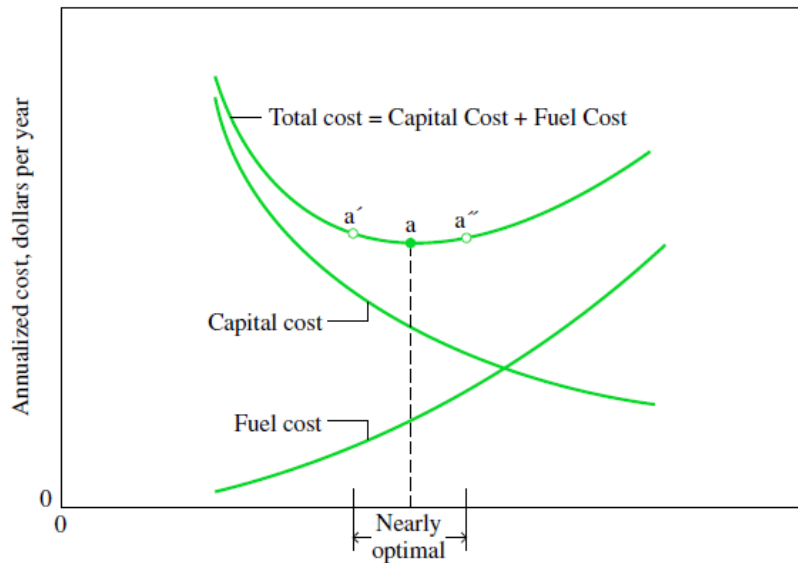


Figura 3.4 – Rentabilidad del punto de contacto. Fuente: [24]

Como muestra la figura 3.4, la cantidad de calor que es posible recuperar aumenta rápidamente a medida que disminuye el valor del punto de contacto, debido a la baja diferencia efectiva de temperaturas. Por el contrario, un valor alto origina grandes costes de operación y mantenimiento, sin lograr un ahorro sustancial en el coste de la caldera.

Con la experiencia, se ha comprobado que puntos de contacto entre 5 y 15 °C, calculados sin postcombustión, son óptimos para una caldera de recuperación con postcombustión. Sin embargo, al ser un factor fundamentalmente económico, cuanto más grande sea la instalación, más compensarán puntos de contacto pequeños puesto que los costes unitarios de material se minimizan, pudiendo reducirse algo más estos valores.

El criterio típico para el dimensionamiento y disposición básica de los intercambiadores es maximizar la eficiencia global. Para ello, los puntos de contacto y aproximación deben ser lo menores posibles, de manera que se maximice el caudal de vapor generado a cierta temperatura, es decir, la energía recuperada. Al tratarse de una caldera con mucha postcombustión, se diseñará para óptimo funcionamiento en dichas condiciones.

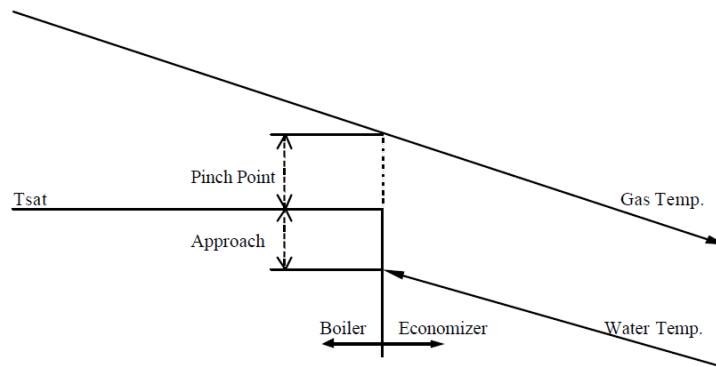


Figura 3.5 – Diagrama típico de puntos de aproximación y contacto en una caldera de recuperación. Fuente: [5]

La figura 3.5 es una representación gráfica de las definiciones de punto de contacto (*pinch point*) y punto de aproximación (*approach point*), haciendo su comprensión más sencilla para el lector.

No obstante, al evaluar estos valores ha de considerarse:

- La pérdida de carga a través del circuito de gases aumenta al disminuir el punto de contacto, puesto que se incrementan las dimensiones de los intercambiadores. Por este motivo, aumenta el coste de la caldera, así como los costes asociados de operación y mantenimiento. Además la turbina pierde potencia efectiva, según se ha comentado con anterioridad.
- Al disminuir el punto de contacto también aumenta el área necesaria de los bancos evaporadores. Este factor va a limitar considerablemente en este caso el valor del punto de contacto, puesto que al necesitar ajustar el tamaño de caldera a un edificio existente, el margen de maniobra se reduce considerablemente.
- La elección del valor del punto de aproximación se basa en las condiciones de funcionamiento a la menor carga considerada. Cuando se sube carga y la temperatura de los gases de escape de la turbina aumenta, se genera más vapor; sin embargo, la transferencia de calor en el economizador no varía sustancialmente de modo que el requisito determinante debe ser la temperatura de los gases a bajas cargas.

En este caso, dado que este proyecto considera un edificio existente, el punto de contacto es más difícil de ajustar, puesto que el tamaño de la caldera no da lugar a márgenes. Ha habido que jugar con la geometría de las bahías preparadas para la suportación de los bancos. Se ha evaluado el coste de ambas posibilidades propuestas, teniendo en cuenta que la elección entre una u otra alternativa basándose únicamente en el coste directo no siempre es la adecuada.

3.4 Propiedades del agua/vapor

El fluido que circula en el interior de los tubos cambia de estado según avanza en el circuito. De modo que, según el banco de que se trate, las propiedades del fluido serán distintas:

- Economizador/Precalentador: agua líquida (subenfriada). Se tiene un conocimiento preciso de propiedades como entalpía, calor específico, densidad, conductividad térmica y viscosidad del agua en estas condiciones.
- Evaporador: agua a temperatura de saturación con pequeñas cantidades de vapor. Las propiedades a estimar corresponden al estado de equilibrio agua/vapor.
- Sobrecalentador: vapor sobrecalentado.

3.5 Propiedades de los gases de escape de turbina o quemadores de conducto

Para calcular los coeficientes de transmisión de calor se necesita conocer el calor específico a presión constante, así como la viscosidad dinámica y la conductividad térmica de los fluidos del proceso.

En una caldera, la composición de los gases de escape varían sustancialmente según el combustible que se emplee, su humedad, la cantidad de aire empleada en la combustión, etc. por este motivo, para el cálculo de las propiedades de los gases de escape, sea cual sea el tipo de caldera involucrada, se debe recurrir a la estimación de las propiedades a partir de las de sus componentes puros. Facilita bastante los cálculos el hecho de que los gases de escape de la turbina están a baja presión, cercana a la atmosférica; en estas condiciones, los resultados se parecerán más a la realidad.

Las expresiones empleadas en el cálculo de propiedades son [5]:

- Conductividad térmica del gas [BTU/h/ft²/F]:

$$K_G = \sum_i \frac{y_i \cdot K_i}{\sum y_i \cdot A_i} \quad (2)$$

K_G = conductividad térmica del gas [BTU/h/ft²/F]

K_i = conductividades térmicas componentes de gases [BTU/h/ft²/F]

- Coeficiente A_{ij} [sin unidades]:

$$A_{ij} = \frac{1}{4} \left[1 + \sqrt{\frac{\mu_i}{\mu_j} \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^3 \frac{T+1,5 \cdot T_{Bi}}{T+1,5 \cdot T_{Bj}}} \right]^2 \frac{T+1,5 \sqrt{T_{Bi} \cdot T_{Bj}}}{T+1,5 \cdot T_{Bi}} \quad (3)$$

T = temperatura del gas [°F]

T_{Bi} = temperaturas ebullición, a la presión de entrada al banco [°F]

- Calor específico del gas a presión constante [BTU/(lb·°F)]:

$$C_{pg} = \frac{\sum_i C_{pi} \cdot M_i \cdot y_i}{\sum_i M_i \cdot y_i} \quad (4)$$

C_{pg} = calor específico a presión constante del gas [BTU/(lb·°F)]
 C_{pi} = calores específicos a presión cte. componentes [BTU/(lb·°F)]
 M_i = masas moleculares de los componentes [lb/lb mol]
 y_i = composiciones en volumen de los componentes [1/1]

- Viscosidad dinámica [lb/(ft·h)]:

$$\mu_G = \sum_i \frac{y_i \cdot \mu_i}{\sum_j y_j \cdot \phi_{ij}} \quad (5)$$

μ_G = viscosidad dinámica del gas [lb/(ft·h)]
 μ_i = viscosidades dinámicas de los componentes [lb/(ft·h)]

- Coeficiente ϕ_{ij} [sin unidades]:

$$\phi_{ij} = \frac{\left[1 + \sqrt{\frac{\mu_i}{\mu_j}} \sqrt{\frac{M_j}{M_i}} \right]^2}{\sqrt{8} \sqrt{1 + \frac{M_i}{M_j}}} \quad (6)$$

3.6 Balances de materia y energía del modelo

Tomando las bases de diseño como condiciones de partida y los cálculos de propiedades de gases y agua/vapor realizados, se ha llevado a cabo el balance energético de todo el sistema.

Los datos obtenidos han sido caudales y temperaturas de gases y agua/vapor según el ocurrir de la caldera. Estos datos han sido comparados en apartados de conclusiones para evaluar cuál puede ser la mejor de las alternativas propuestas.

La metodología de cálculo empleada mediante el programa consiste en:

1. De acuerdo con los requisitos de producción, pérdidas de cargas, geometrías, etc. del hipotético Cliente, se propone una disposición lógica de bancos, con unos espaciados de tubos, dimensiones y espaciados de aletas estándares, según el Criterio de Foster Wheeler.
2. Se lleva a cabo un cálculo iterativo para cuadrar el balance energético del lado agua/vapor y lado gases en cada uno de los bancos y de manera global para toda la caldera, según se muestra a continuación en la figura 3.6.

Primeramente se fijan ciertos parámetros relacionados con la geometría de los tubos y se van ajustando número de filas de tubos y densidad de aleta de cada banco mediante un proceso iterativo manual. Dicho de otro modo, el diseñador debe cambiar los parámetros manualmente hasta alcanzar las condiciones de producción, temperatura y presión de vapor demandadas por un hipotético Cliente.

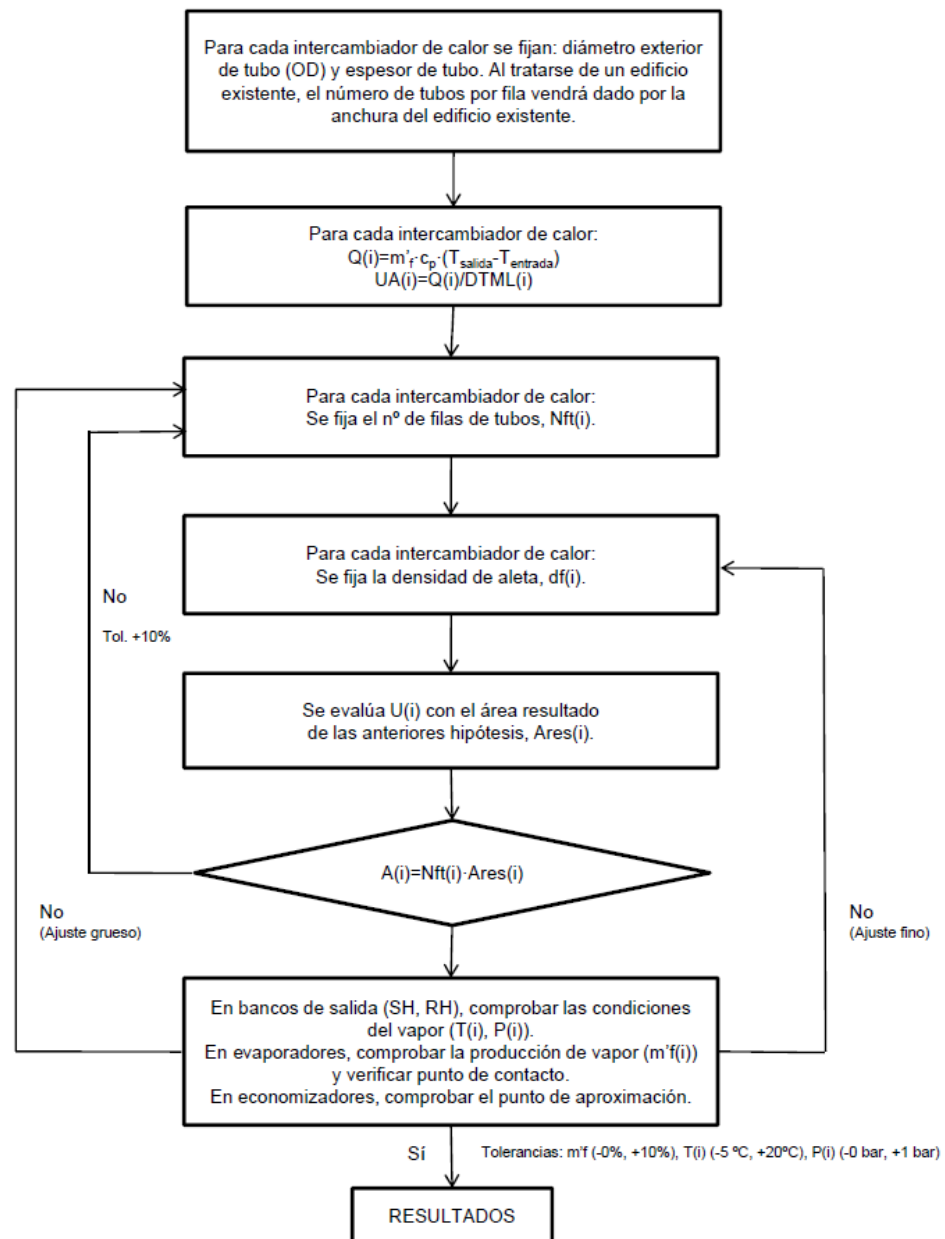


Figura 3.6 – Diagrama del proceso iterativo manual del diseñador en la evaluación del retrofit de una HRSG.

- Se comprueba que este primer modelo se ajusta a lo esperado, considerando unos coeficientes de ensuciamiento (K_f) estándares para calderas de nueva factura (tubos limpios), típicamente $0,00002 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$.

4. Una vez creado este modelo, que funciona adecuadamente en unas condiciones determinadas, se prueba a varias cargas de turbina de vapor, en este caso en modo postcombustión, con el fin de validar su funcionamiento y comprobar si se debe hacer alguna modificación para alcanzar los requisitos fijados por el hipotético Cliente, descritos en el apartado 3.2.1.

Los modelos termodinámicos empleados para el diseño de calderas de recuperación de calor no distan demasiado de lo indicado en los libros de transferencia de calor; simplemente añaden la potencia de cálculo de una computadora para resolver el balance mediante un proceso iterativo.

En todos los bancos, la expresión termodinámica empleada para el cálculo de los balances energéticos es [8]:

$$\dot{m}_g \cdot c_p \cdot (T_i - T_o) = \dot{m}_f \cdot (h_o - h_i) \quad (7)$$

\dot{m}'_g = caudal másico de gases [kg/s]

c_p = calor específico de los gases a presión constante [kJ/(kg·°C)]

T_i = temperatura de gases a la entrada del banco [°C]

T_o = temperatura de gases a la salida del banco [°C]

\dot{m}'_f = caudal másico de agua/vapor [kg/s]

h_o = entalpía de agua/vapor a la salida del banco [kJ/kg]

h_i = entalpía de agua/vapor a la entrada del banco [kJ/kg]

Han de tenerse en cuenta las siguientes consideraciones:

- En calderas de recuperación de calor con dos niveles de presión y recalentamiento posterior, una configuración muy habitual es producir vapor sobrecalentado en unas condiciones similares a las de salida de turbina de alta presión para mezclar dichas corrientes a la entrada de los bancos de recalentamiento, como se muestra en la figura 3.7.

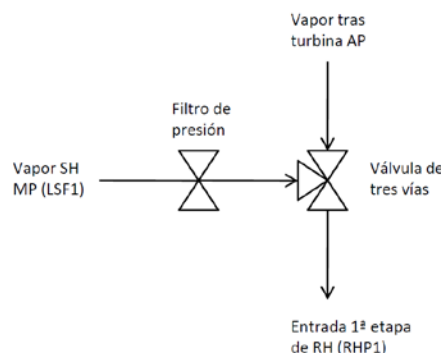


Figura 3.7 – Diagrama de unión de caudales de vapor salida turbina AP y sobrecalentado MP.

Así se ha considerado en el presente proyecto académico. La entalpía de entrada al recalentador, por este motivo, es el resultado de ponderar con los caudales máscicos de cada corriente la entalpía del fluido.

- Con el fin de que el agua llegue a los economizadores a una temperatura adecuada, tal que no se produzca condensación en la superficie de los tubos, se ha considerado un banco precalentador de agua que funciona mediante recirculación de cierto caudal de agua. Por este motivo, el caudal de agua que se ha considerado en el precalentador ha sido el de agua de recirculación, distinto del de agua de alimentación.

3.7 Diseño mecánico de los tubos de la caldera

Aunque el diseño mecánico de las partes a presión se estudia más adelante, es necesaria una primera aproximación conjuntamente con el diseño térmico. En base a la experiencia adquirida, se ha partido de un escenario específico en cada una de las alternativas, como se explica en el apartado 4.1 Alternativas de diseño. Por este motivo, el primer paso al ejecutar el software de diseño ha sido proponer un diseño mecánico según ciertos criterios. Posteriormente, una vez obtenido el correcto dimensionamiento térmico, y que definirá las áreas de transferencia de calor, se verificará el dimensionamiento mecánico a las condiciones de presión y temperatura calculadas, teniendo en cuenta los materiales empleados.

Aunque el criterio de selección de los elementos de la caldera no deja de ser cuestión de experiencia, normalmente se ve claramente acotado por los requisitos del Cliente, según su especificación técnica. Muchas veces, especificaciones sobre el uso de ciertos materiales, en base a experiencias en otras calderas, pueden no coincidir con lo recomendado por el Contratista. Sin embargo, esto no se suele considerar un obstáculo sino una oportunidad de probar nuevas configuraciones que no hacen sino engordar el *know how* de la compañía.

El material del tubo debe ser capaz de soportar las elevadas temperaturas alcanzadas en el hogar, para ello se emplean tubos de aceros inoxidable, típicamente en los tubos que ven la llama (suelen ser los primeros bancos hasta los bancos evaporadores, aunque puede variar según la configuración de la caldera), y tubos de acero al carbono para el resto de los bancos.

Los materiales (según norma ASME) más empleados en la industria son los mostrados en la tabla 3.3, por diversos motivos.

Material	Composición	Temperatura (°C)
SA 178A	Acero al carbono	510
SA 178C	Acero al carbono	510
SA 192	Acero al carbono	510
SA 210A1	Acero al carbono	510
SA 210C	Acero al carbono	510
SA 213-T11	1,25Cr-0,5Mo-Si	566
SA 213-T22	2,25Cr-1Mo	607
SA 213-T91	9Cr-1Mo-V	649
SA 213-TP304H	18Cr-8Ni	760
SA 213-TP347H	18Cr-10Ni-Cb	760
SA 213-TP321H	18Cr-10Ni-Ti	760
SB 407-800H	33Ni-21Cr-42Fe	816

Tabla 3.4 – Tubos y tuberías más empleados por Foster Wheeler en partes a presión. Fuente: [16]

Como ya se ha comentado previamente, Foster Wheeler, y por ende su programa HRSG2000, el software empleado durante la elaboración del presente proyecto académico, se ciñe a la normativa americana para el diseño de sus calderas. Por este motivo, los cálculos de verificación de diseño mecánico también se llevan a cabo según lo especificado en ASME I [1], según lo descrito en los apartados 3.7 Diseño mecánico de los tubos de la caldera y 3.10 Cálculos mecánicos del resto de partes a presión.

Poner o no tubos aleteados (con aletas segmentadas o sólidas) depende de múltiples factores, como la obtención de un coeficiente de transmisión de calor apropiado, pérdida de carga en lado gas adecuada, coste y dimensiones. Son especialmente utilizados en aquellas aplicaciones donde la relación entre el coeficiente de transmisión de calor externo e interno es realmente pequeña.

Las sólidas añaden más peso al conjunto respecto a las segmentadas y son sensiblemente más caras. Sin embargo, por poner un ejemplo, nunca se ponen aletas segmentadas en el primer banco de una caldera de recuperación (según la entrada de gases), debido a las altas temperaturas alcanzadas, que las aletas sólidas aguantan mejor.

Los tubos aleteados tienen las siguientes ventajas sobre los tubos lisos [9]:

- Favorecen un diseño compacto de la caldera.
- Provocan menor pérdida de carga en el lado gas, así como menor pérdida de carga en el lado agua/vapor. Esto es debido a que, al transferir mejor el calor, se necesita un menor número de filas.

- Menos tubos implica menor peso y, por tanto, coste de material. El impacto de la soldadura de la aleta en el coste total de los tubos es menor.

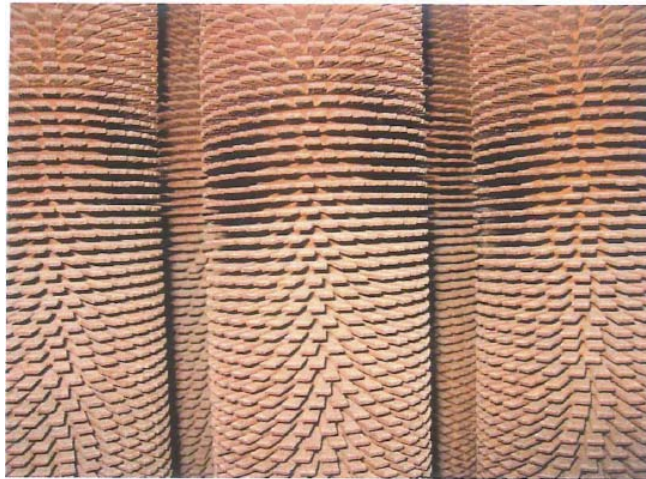


Figura 3.8 – Tubos de aleta helicoidal, segmentada. Fuente: [9]

Los tubos aleteados, como los mostrados en la figura 3.8, se utilizan ampliamente en las calderas *limpias* (el combustible no debe escoriar demasiado); éste es el caso de las calderas de recuperación de calor, donde se emplean en sus diferentes bancos.

Para el dimensionamiento óptimo de los tubos, la clave es hallar el diámetro adecuado de tubos en cada banco de manera que se minimice la pérdida de carga a lo largo del lado gas. También han de cumplirse ciertos parámetros que Foster Wheeler considera necesarios para una adecuada circulación en el lado agua/vapor [5]:

- Velocidad de diseño del agua $\leq 3 \text{ m/s}$ (9 ft/s)
- Velocidad de los gases aproximadamente 20 m/s (60 ft/s)
- Velocidad del vapor $\leq 65 \text{ m/s}$ (195 ft/s)

Esta diferencia de velocidades de flujo asegurará la correcta circulación natural entre los circuitos de la caldera, proporcionando una adecuada refrigeración a los tubos en todo momento, de modo que no se supere nunca la proporción de vapor máxima en los tubos del evaporador.

Se han fijado las características de tubo empleadas en cada caso y se muestran en el apartado de resultados.

El espesor mínimo necesario de los tubos se verifica según la expresión ASME I, párrafo PG 27.2.1 [1].

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E + 2 \cdot y \cdot P} + C \quad (8)$$

t =	mínimo espesor requerido [in]
P =	máxima presión de trabajo permitida [psig]
D =	diámetro exterior del tubo [in]
S =	tensión máxima admisible (según ASME I, párrafo PG 23) [psi]
y =	coeficiente de temperatura, que corrige la presión según la temperatura máxima (según ASME I, párrafo PG.27.4.3)
E =	coeficiente de eficiencia
C =	coeficiente de estabilidad estructural (según ASME I, párrafo PG.27.4.3) [in]

Como la normativa es americana, la entrada de parámetros debe hacerse en unidades del sistema imperial, para que los valores de los parámetros de corrección tengan sentido. Los resultados de la verificación del dimensionamiento mecánico de los tubos están indicados más adelante, en el apartado de resultados.

El paso lógico una vez seleccionados todos los parámetros de los tubos a emplear sería darles una longitud. Sin embargo, en un retrofit como el que se pretende abordar, esta longitud viene ya dada por una altura de edificio de caldera existente. De modo que se deberán ajustar el resto de parámetros para fijar el caudal másico del gas que se desea, al pasar por los bancos.

Es muy importante que todos los tubos de un mismo banco tengan las mismas características geométricas externas (OD, tamaño y densidad de aleta) para no crear desequilibrios o distribuciones distintas de pérdidas de carga a través del mismo banco. Esto favorecería pasos preferenciales de gas por ciertas zonas del banco, que provocaría distribuciones de calor muy diferentes en los propios tubos, pudiendo llegar a afectar a la correcta circulación natural.

Por motivos similares, todos los tubos de un mismo banco tendrán las mismas características geométricas interiores (diámetro interior, que viene marcado por el OD y el espesor del tubo). La absorción de calor debe ser en el banco lo más homogénea posible para la correcta circulación natural de la caldera.

Por los motivos anteriormente expuestos cuando, se disponen bancos de distintos circuitos en paralelo (como se ha considerado en el presente proyecto académico en las etapas iniciales de los economizadores, ver párrafo 4.1 Alternativas de diseño, figuras 4.1 y 4.2), han de considerarse las mismas características geométricas para ambos bancos.

3.7.1 Disposición de los tubos

Pueden considerarse dos disposiciones de tubos: en línea y al tresbolillo (o escalonados). En la figura 3.9, puede observarse de forma clara la diferencia entre ambos tipos de disposición.

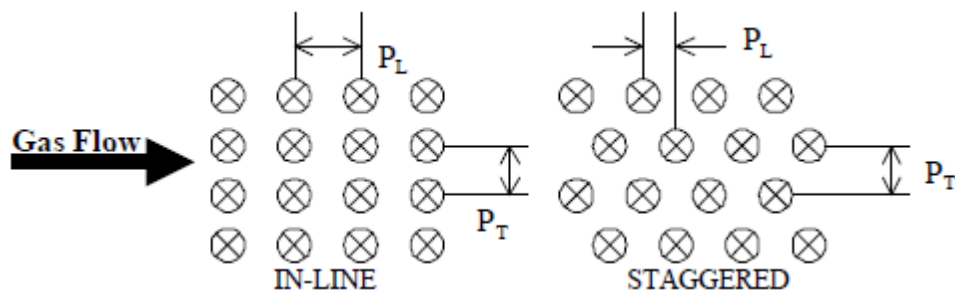


Figura 3.9 – Disposiciones de tubos posibles en la caldera. Fuente: [5]

Cuando se emplean tubos aleteados, la disposición óptima de tubos es ésta última, puesto que se maximiza el coeficiente de transmisión de calor, por superficie de intercambio. Además, en este caso, la pérdida de carga en el lado gas no empeora, porque se necesitan menos filas de tubos para obtener la misma transferencia de calor, puesto que el área se maximiza.

Esta velocidad de gases depende de la sección de paso escogida, que fija el diseñador, mediante un input al programa de cálculo. Se fijan unos parámetros de sección de paso longitudinal (P_L) y transversal (P_T), que garanticen un caudal de gases y pérdida de carga adecuados a través de los bancos.

Los parámetros de disposición de tubos empleados como resultado del proceso iterativo de diseño empleado, se muestran en el apartado 5 Resultados.

3.8 Dimensionamiento térmico

3.8.1 Dimensionamiento del precalentador

Se fija la velocidad del agua, (hasta 3 m/s) y se considera una fila por paso, de forma que se mantenga una temperatura homogénea. La temperatura mínima de salida del precalentador

para evitar condensación en los tubos de los economizadores 85 °C [5], de modo que se recircula el caudal de agua necesario para conseguir las temperaturas adecuadas.

Se ha considerado una anchura (plano perpendicular al paso de gases) del precalentador tal que quepa en el edificio existente. Esta anchura será típica para todos los bancos, puesto que la anchura del edificio se mantiene constante a lo largo de toda la caldera.

3.8.2 Dimensionamiento de economizadores

Al igual que en el precalentador, el fluido circulante por el interior de los tubos es agua por lo que se debe considerar una velocidad del mismo hasta 3 m/s. Se considera una fila por paso, de forma que se mantenga una temperatura homogénea. Se ha considerado una anchura de economizador tal que quepa en edificio existente. La anchura del edificio se mantiene a lo largo de toda la caldera.

3.8.3 Dimensionamiento de bancos evaporadores

Como en el resto de bancos de la caldera, anchura y altura de los bancos estarán limitadas por las dimensiones de la estructura existente considerada. A partir de la anchura y la altura se ha calculado número de tubos por banco evaporador, con un paso tal que permita una pérdida de carga admisible.

Acto seguido se debe verificar el correcto ratio de circulación en los bancos evaporadores que debe estar comprendida entre unos valores tales que aseguren tanto la correcta circulación natural como una refrigeración mínima de los tubos. Esto se hace fijando una proporción máxima de vapor en el agua que suele estar en torno al 12% en peso de vapor en los tubos del evaporador [5]. Si las velocidades en los bancos están dentro de los valores de diseño, la circulación a plena debería ser adecuada; no obstante, el software empleado verifica que la circulación en la caldera es válida a plena carga.

El caudal volumétrico del evaporador es muy superior al del resto de intercambiadores, debido a que debe tener una circulación mucho mayor para asegurar la producción de vapor necesaria.

Debido a la geometría de las bahías de la caldera, ha sido necesario dividir el evaporador en dos bancos para poder llevar a cabo la evaporación en dos secciones distintas. En realidad actúan como dos bancos en paralelo, evaporando cierta parte del caudal de vapor cada uno.

3.8.4 Dimensionamiento de sobrecalentadores y recalentadores

Sus diseños son similares al de los evaporadores. Sin embargo, como el vapor circulante por sobrecalentadores y recalentadores va a turbina (de alta presión o media presión, respectivamente) tras el paso por la última etapa de dichos bancos la superficie necesaria es muy inferior a la del evaporador y no presentarán los problemas de espacio descritos, en principio.

Esto es porque, para dar la producción de vapor en una caldera de circulación natural, es necesario que la producción de vapor circule varias veces por el banco hasta convertirse totalmente en vapor. En sobrecalentador y recalentador, toda la producción de vapor pasa una única vez por el banco y va directo a turbina, en las condiciones que haya alcanzado.

3.8.5 Método de eficiencia NTU (Número de Unidades de Transferencia)

El software empleado para la realización del presente proyecto académico resuelve el balance térmico de la caldera de recuperación especificada, mediante las condiciones de contorno de lado gas y lado agua/vapor definidas en la tabla 3.1. Como es el diseñador el que debe imponer el dimensionamiento geométrico (geometría de tubos, disposición de bancos, etc.), se puede decir que la optimización de la caldera la realiza el usuario; ésta es una de las bases del presente proyecto.

Una vez definida la configuración física del equipo, el programa resuelve el balance térmico de los casos propuestos empleando el *método de eficiencia NTU*.

La alternativa natural a este método es el *método de diferencia de temperaturas medias logarítmica* (DTML). Sin embargo, para componentes como sobrecalentadores, recalentadores o economizadores la experiencia dicta que el método DTML sólo es preciso en intercambiadores de más de 5 pasos [5]. Por el contrario, los cálculos mediante el método NTU han demostrado ser precisos para cualquier cantidad de pasos de fluido.

El método de eficiencia NTU asegura totalmente el cumplimiento del balance térmico para cualquier disposición de un intercambiador, por compleja que sea, lo que no consigue la aproximación DTML. El software de Foster Wheeler para diseño de calderas de recuperación de calor considera que todos los intercambiadores están dispuestos en flujo cruzado a contraflujo, según se muestra en la figura 3.10.

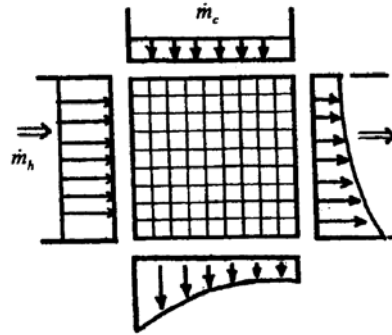


Figura 3.10 – Distribución de temperaturas en intercambiador de calor en flujo cruzado. Fuente: [18]

La resolución del balance, mediante la obtención de las temperaturas de fluido y gas a la entrada y salida de cada componente se calcula de manera fiable mediante ecuaciones de conservación de masa y energía, así como la eficiencia del intercambiador, en base a las condiciones de contorno previamente definidas.

Esto se cumple, independientemente de la complejidad de la disposición global de la caldera y es posible gracias al uso del álgebra matricial combinada con la programación informática, que proporcionan la precisión y la velocidad de cálculo necesarias.

Para definir la eficiencia de un intercambiador de contraflujo, primeramente se deberá determinar la transferencia máxima transferencia de calor posible [18].

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (9)$$

Q_{max} = máxima transferencia de calor [MWt]

C_{min} = capacidad calorífica mín(entre flujo frío y flujo caliente) [MWt/°C]

$T_{h,e}$ = Temperatura de entrada del flujo caliente [°C]

$T_{c,e}$ = Temperatura de entrada del flujo frío [°C]

Lógicamente, la eficiencia será por tanto el cociente entre la máxima transferencia posible y la transferencia real de calor del intercambiador:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (10)$$

Q = Transferencia real de calor en el intercambiador [MWt]

$$Q = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (11)$$

Para cualquier intercambiador se puede demostrar que:

$$\varepsilon = f(NTU, C^*) \quad (12)$$

NTU= Número de Unidades de Transferencia [sin unidades]

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (13)$$

El NTU es un parámetro adimensional que se emplea para el análisis del intercambiador y se define como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (14)$$

Para aquellos bancos donde no se da el cambio de fase, se puede comprobar que la capacidad calorífica mínima es la del fluido frío ($C_{min}=C_c$) y la capacidad calorífica máxima es la del fluido caliente ($C_{max}=C_h$).

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \quad (15)$$

\dot{m}_h = caudal másico del fluido caliente [kg/s]

$c_{p,h}$ = calor específico a presión cte. del fluido caliente [kJ/(kg·°C)]

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \quad (16)$$

\dot{m}_c = caudal másico del fluido frío [kg/s]

$c_{p,c}$ = calor específico a presión cte. del fluido frío [kJ/(kg·°C)]

Para estos casos, el modelo termodinámico considera el funcionamiento de esta caldera de recuperación de calor, que la corriente gas es mezclada y la del agua no, considerando un único paso.

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\Gamma C^*}}{C^*}; \Gamma = 1 - e^{-NTU} \quad (17)$$

Aunque la mayoría de los bancos de una caldera de recuperación suelen ser de un único paso, no todos los bancos tienen por qué ser de este tipo. En estos casos, el modelo considera cada uno de los pasos del banco como un paso independiente, suponiendo:

- Área de transferencia igual en cada paso.
- Temperatura de corriente de lado gases uniforme en cada sección transversal.
- No hay cambio de fase en ninguna corriente.
- Coeficientes de transferencia de calor de fluido frío y fluido caliente son constantes a lo largo del intercambiador (las propiedades de los fluidos se consideran constantes).

Una vez resueltas las ecuaciones, se calcula el coeficiente de transferencia de calor global del banco.

En los bancos evaporadores, donde la variación de temperatura es muy baja, puesto que la energía absorbida se aprovecha casi con totalidad en el cambio de fase del agua a vapor, por lo que C* tiende a 0. En estos casos, la eficiencia vendrá dada por la expresión:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (18)$$

3.8.6 Coeficiente de transmisión de calor del lado gas

Los tubos pueden disponerse de forma alineada o bien al tresbolillo. La primera de estas configuraciones, presenta menor pérdida de carga, pero también menor coeficiente de transmisión superficial.

Aparte, los tubos alineados presentan un mantenimiento más sencillo puesto que pueden limpiarse mecánicamente, mientras que al tresbolillo puede ser muy complicado, según el espaciado entre tubos.

El coeficiente de transmisión superficial en el lado envolvente se calcula de forma diferente, según se trate de tubos lisos o de tubos con aletas. Éste es la suma del término convectivo y el término de transmisión por radiación. Como se ha dicho con anterioridad, éste último término es despreciable.

El coeficiente de transmisión de calor en el lado gas se calcula mediante la expresión de Briggs y Young, que expresa con buena exactitud el comportamiento de este coeficiente en tubos aleteados [5].

$$h_c = 0,295 \cdot \left(\frac{G^{0,681}}{d^{0,319}} \right) \cdot \left(\frac{k^{0,67} \cdot c_p^{0,33}}{\mu^{0,351}} \right) \cdot \left(\frac{S^{0,313}}{h^{0,2} \cdot b^{0,113}} \right) \quad (19)$$

h_c = coeficiente convectivo el lado gas [BTU/(ft²·h·°F)]

G = velocidad másica de gas [lb/(ft²·h)]

S=	paso de aleta [in]
d=	diámetro exterior del tubo [in]
h=	altura de aleta [in]
b=	espesor de aleta [in]
C _p =	calor específico gas a presión constante [BTU/(lb·°F)]
μ=	viscosidad del gas [lb/(ft·h)]
k=	conductividad térmica del tubo [BTU/(ft·h·°F)]

Al igual que en apartados anteriores, la temperatura que se emplea para la evaluación de las propiedades de los fluidos, en este caso el gas, es la temperatura media del gas en la caldera.

$$G = \frac{W_g}{N_w \cdot L \cdot (S_t - A_0)} \quad (20)$$

N _w =	número de tubos a lo ancho
W _g =	peso molecular gas [lb/lb mol]
L=	longitud efectiva de los tubos [ft]
S _t =	paso de aleta [in]
A ₀ =	área obstrucción aleta [ft ² /ft]

3.8.7 Coeficiente de transmisión de calor del lado agua/vapor

El calor se transfiere por convección interior. Como en otras evaluaciones previas, el comportamiento en el evaporador difiere bastante del comportamiento en cualquier otro tipo de banco, puesto que se produce cambio de fase.

La transmisión de calor en un fluido bifásico es complicada, puesto que el título del vapor aumenta con la distancia recorrida por éste a medida que se transfiere el calor. Se considera macro-convección debida al flujo y micro-convección debida a la ebullición [5].

Así, el coeficiente de transmisión superficial viene dado como la suma de dos componentes, uno debido a la convección forzada del flujo líquido, incrementado para tener en cuenta la generación de vapor, y el otro refleja la ebullición nucleada, decrementada para tener en cuenta el flujo del fluido.

- **Recalentadores, sobrecalentadores, economizadores y precalentador:** en los bancos donde se considera que el fluido está en una única fase, es decir, todo menos los

evaporadores, el coeficiente convectivo del fluido se calcula mediante el número de Nusselt. Éste, a su vez depende del número de Reynolds y del número de Prandtl, que se han estimado según las siguientes expresiones [5]:

$$Nu = \frac{h_i \cdot d_i}{12 \cdot k} \rightarrow h_i = \frac{12 \cdot k \cdot Nu}{d_i} \quad (21)$$

Nu= número de Nusselt

Pr= número de Prandtl

Re= número de Reynolds

K= conductividad térmica [BTU/(ft·h·°F)]

d_i= diámetro interior tubo [in]

Para simplificar, habitualmente se usa la ecuación de Colburn, que es válida para Re entre 10.000 y 1.000.000, en régimen de operación típico para precalentador, economizador, sobrecalentador y recalentador. [16]:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (22)$$

Para estimar el número de Reynolds a emplear en la expresión de Colburn, en las condiciones descritas, se emplea la siguiente expresión [16]:

$$Re = \frac{G \cdot d_i}{12 \cdot \mu} \quad (23)$$

G= velocidad másica de gas [lb/(ft²·h)]

d_i= diámetro interior del tubo [in]

μ= viscosidad fluido [lb/(ft·h)]

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (24)$$

c_p= calor específico a presión constante [BTU/(lb·°F)]

Mediante la combinación de las anteriores ecuaciones, se obtiene:

$$h_i = 2,44 \cdot \frac{w^{0,8} \cdot C}{d_i^{1,8}} \quad (25)$$

$$C = \frac{k^{0.6} \cdot c_p^{0.4}}{\mu^{0.4}} \quad (26)$$

El valor de C es variable según el fluido considerado y está El factor C esta tabulado para aire y fluidos gaseosos y para vapor de agua, según se muestra a continuación en las tablas 3.5 y 3.6.

	Pressure (psia)				
	100	200	500 Saturation	1000	2000
Temperature (°F)	0.282	0.310	0.383	0.498	0.8733
400	0.2716	0.3059			
500	0.2737	0.2909	0.3595		
600	0.2813	0.2896	0.3228	0.413	
700	0.2917	0.2965	0.3161	0.3586	0.5206
800	0.3050	0.3090	0.3206	0.3453	0.4214
900	0.3161	0.3197	0.3277	0.3477	0.3946
1000	0.3276	0.3302	0.3392	0.3531	0.386

Tabla 3.5 – Factor C para vapor de agua. Fuente: [16]

Temp (°F)	C
200	0.162
400	0.172
600	0.180
800	0.187
1000	0.194
1200	0.205

Tabla 3.6 – Factor C para fluidos gaseosos. Fuente: [16]

Para el caso de agua líquida se sabe que:

$$h_{i,l} = (150 + 1,55 \cdot t) \cdot \frac{v^{0,8}}{d_i^{0,8}} \quad (27)$$

v= velocidad del fluido [ft/s]

d_i= diámetro interior de tubo [in]

t= temperatura del fluido [°F]

- **Evaporador:**

Como en el evaporador el fluido se encuentra a la vez en dos fases distintas, se combinan las anteriores expresiones con la ecuación siguiente:

$$h_i = h_{i,l} \cdot w_l + h_{i,v} \cdot w_v \quad (28)$$

$h_{i,l}$ = coeficiente convectivo del fluido estado líquido [BTU/(ft²·h·°F)]

$h_{i,v}$ = coeficiente convectivo del fluido estado vapor [BTU/(ft²·h·°F)]

w_l = fracción másica de líquido en el fluido

w_v = fracción másica de vapor en el fluido

Donde $h_{i,v}$ se calcula mediante (25) y (26), teniendo en cuenta la tabla 3.5, y $h_{i,l}$ se calcula mediante (27).

3.8.8 Coeficiente global de transferencia de calor, referido a la superficie exterior de los tubos

Una vez hallados los coeficientes de transferencia en el lado gas y el lado agua/vapor, se procede al cálculo del coeficiente global. Así se verifica el área definitiva necesaria por intercambiador para alcanzar la producción de vapor requerida.

Los coeficientes de ensuciamiento se basan en la experiencia práctica sobre distintos equipos en operación. El interior está condicionado por el tratamiento de agua adoptado, mientras que el exterior depende del tipo de combustible empleado en la turbina y quemadores de conducto (gas natural, en este caso). Estas constantes representan la disminución del coeficiente global de transmisión de calor debido a las pérdidas provocadas por los depósitos o la suciedad en los tubos [16].

$$\frac{1}{U} = \frac{A_t}{h_i \cdot A_i} + k_{f_i} \cdot \frac{A_t}{A_i} + k_{f_o} + \frac{A_t}{A_w} \cdot \frac{d}{24 \cdot k_m} \cdot \ln \frac{d}{d_i} + \frac{1}{\eta \cdot h_o} \quad (29)$$

A_t = superficie total aleteada [ft²/ft]

A_i = superficie interior de tubos total [ft²/ft]

A_w = superficie tubos media total [ft²/ft]

k_m = conductividad térmica del metal [BTU/(ft·h·°F)]

d_i, d = diámetros interior y exterior de tubos [in]

k_{fi}, k_{fo} = factores de limpieza interior y exterior [ft²·h·°F/BTU]

h_i, h_o = coeficientes de transmisión de calor interior y exterior [BTU/(ft²·h·°F)]

η = efectividad de la aleta

Se ha tomado un valor típico en diseño de 0,0002 m²·°C/W (0,001 ft²·h·°F/BTU) para ambos factores de limpieza (interior y exterior) de los tubos. De este modo se compensan los posibles efectos de depósitos y suciedad [16, 19].

La efectividad de aleta “ η ” representa la mejora que se consigue en la transferencia de calor de toda la superficie mediante la instalación de las aletas. Viene dada por:

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A_t} \cdot (1 - \eta_f) \quad (30)$$

A_f = superficie total de la suma de las aletas [ft²/ft]

A_t = superficie total (base más aletas) [ft²/ft]

η_f = eficiencia de una sola aleta

Hay aletas de diversos tipos. En el presente proyecto académico, se ha considerado que los bancos aleteados han sido dotados de aletas circulares. Dentro de este tipo, se ha considerado de manera general que aletas circulares segmentadas, como las mostradas en la figura 3.7. Sin embargo, en una de las alternativas propuestas, se ha visto oportuna la instalación de aletas circulares sólidas, como se detalla ampliamente más adelante en el apartado 4.1 Alternativas de diseño.

En realidad, cada aleta circular segmentada está compuesta de múltiples aletas rectas. Por este motivo, se puede emplear directamente la expresión para el cálculo de la eficiencia de una sola aleta recta:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot L)}{m \cdot L} \quad (30)$$

El factor m se calcula, pues, según la expresión:

$$m = \sqrt{\frac{24 \cdot h_o \cdot P}{k \cdot A_c}} \quad (31)$$

L = longitud de aleta [ft]

P = perímetro de superficie aleteada [in]

A_c = superficie de una aleta [ft²/ft]

k = conductividad térmica de la aleta [BTU/(ft·h·°F)]

h_o = coeficiente de transmisión de calor exterior [BTU/(ft²·h·°F)]

Para el cálculo de la eficiencia de una aleta circular sólida, se emplea la expresión para la aleta circular rectangular, como se enuncia a continuación:

$$\eta_f = C_2 \cdot \frac{K_1(m \cdot r_1) \cdot I_1(m \cdot r_{2c}) - I_1(m \cdot r_1) \cdot K_1(m \cdot r_{2c})}{I_0(m \cdot r_1) \cdot K_1(m \cdot r_{2c}) - K_0(m \cdot r_1) \cdot I_0(m \cdot r_{2c})} \quad (32)$$

r_1 = radio exterior del tubo [in]

r_2 = radio exterior de la aleta [in]

$I_0(x)$ = función de Bessel de orden cero modificada de primera clase

$K_0(x)$ = función de Bessel de orden cero modificada de segunda clase

$I_1(x)$ = función de Bessel de primer orden modificada de primera clase

$K_1(x)$ = función de Bessel de primer orden modificada de segunda clase

En la tabla A.V.1, en el Anexo V del presente proyecto académico, se pueden consultar las funciones de Bessel, en función del producto $m \cdot r_1$.

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t}{2} \quad (33)$$

t = espesor de la aleta [in]

$$C_2 = \frac{(2r_1/m)}{r_{2c}^2 - r_1^2} \quad (34)$$

3.8.9 Cantidad total de tubos por intercambiador

Una vez calculada el área de transferencia de calor necesaria por cada intercambiador, se debe calcular cuántos tubos tiene cada uno, siempre teniendo en cuenta los límites de tamaño marcados por el edificio existente.

Debido a esa limitación, la primera conclusión que se obtendrá es que, para poder cumplir los requisitos de tamaño, la mayoría de los tubos han de ser necesariamente aleteados.

3.8.10 Cálculo de la DTML (Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica)

Se emplea comúnmente cuando se conocen los valores de las temperaturas en los puntos terminales de un intercambiador de calor. En este caso, como ya se ha resuelto el balance térmico, el programa lo devuelve como valor a partir de los resultados obtenidos. Es un parámetro muy extendido que permite evaluar la eficiencia de un intercambiador.

Es fácilmente demostrable la relación que mantiene los resultados obtenidos con el método de eficiencia NTU mediante expresiones sencillas, partiendo de:

$$Q = \int_1^2 dQ = U \int_{[\delta T \cdot dA]_1}^{[\delta T \cdot dA]_2} \delta T \cdot dA = UA \int_1^2 \frac{\delta T \cdot dA}{A} = UA \cdot \Delta T_m = F(UA) \cdot DTML \quad (35)$$

Donde ΔT_m es la DTML de las temperaturas de las corrientes del fluido frío y el fluido caliente multiplicada por el factor de corrección F.

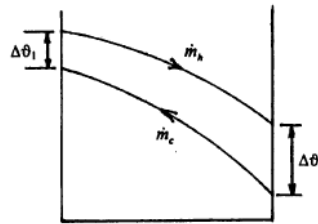


Figura 3.11 – Distribución de temperaturas de un intercambiador en contraflujo. Fuente: [4]

$$DTML = \frac{\Delta\theta_1 - \Delta\theta_2}{\ln(\Delta\theta_1/\Delta\theta_2)} \quad (36)$$

Los parámetros del DTML son diferencias de temperatura entre los puntos terminales del lado gas y el lado agua/vapor del intercambiador, sin tener en cuenta su configuración. Para un intercambiador a contraflujo, las corrientes de gases y fluido van en sentidos contrarios y su comportamiento se ajusta a lo mostrado en la figura 3.11.

Para considerar la configuración del intercambiador, el DTML deber multiplicarse por un factor de corrección; este factor no representa la efectividad del intercambiador, sino que muestra cómo de cerca se encuentra el mismo en las condiciones deseadas de operación [5, 18], del comportamiento en contraflujo puro.

Depende de tres factores:

$$P = \frac{C_{min}}{C_T} \cdot \varepsilon \quad (37)$$

ε = eficiencia del banco calculada mediante método NUT

C_T = capacidad calorífica del lado agua/vapor [MWt/°C]

C_{min} = capacidad calorífica mínima [MWt/°C]

$$R = \frac{C_T}{C_S} \quad (38)$$

$C_S =$ Capacidad calorífica del lado gases [MWt/°C]

$$NTU_T = \frac{(U \cdot A)}{C_T} \quad (39)$$

De modo que,

$$NTU_T = NTU \cdot \frac{C_{min}}{C_T} \quad (40)$$

Una vez expresadas las anteriores correlaciones, el factor de corrección del DTML se define como sigue:

$$F = \frac{1}{NTU_T \cdot (1-R)} \cdot \ln \left(\frac{1-R \cdot P}{1-P} \right) \quad (41)$$

Si se sustituyen en la ecuación las expresiones consideradas para el cálculo de la eficiencia NTU, se obtiene:

$$F = \frac{1}{NTU \cdot (1-C^*)} \cdot \ln \left(\frac{1-C^* \cdot \varepsilon}{1-\varepsilon} \right) \quad (42)$$

Esta expresión será válida para todos los bancos, salvo para los evaporadores. En los intercambiadores donde hay cambio de fase, el factor F equivale a la unidad [8].

3.9 Pérdidas de carga

3.9.1 Cálculo de la pérdida de carga en el lado gas

La expresión de Briggs es ampliamente utilizada para el cálculo de la pérdida de carga del gas a través de los tubos aleteados [16].

$$\Delta P_g = \frac{1,58 \cdot 10^{-8} \cdot G^{1,684} \cdot d^{0,611} \cdot F(t) \cdot N_w}{S_t^{0,412} \cdot S_l^{0,515} \cdot P_M} \quad (43)$$

$\Delta P_g =$ pérdida de carga en el lado gases [inwc]

$G =$ velocidad másica de gas [lb/(ft²·h)]

$d =$ diámetro del tubo [in]

$\mu =$ viscosidad gas [lb/(ft·h)]

$S_t =$ paso transversal tubos [in]

S_l = paso longitudinal tubos [in]
 PM = peso molecular gas [lb/lb mol]
 N_w = número de tubos a lo ancho

$$F(t) = \mu^{0,316} \cdot (460 + t) \quad (44)$$

μ = viscosidad gas [lb/(ft·h)]
 t = temperatura [°F]

Los valores de $F(t)$ están tabulados, según se muestra en la tabla 3.7:

$t(F^\circ)$	$F(t)$
200	251
400	348
600	450
800	556
1000	664
1200	776
1600	1003

Tabla 3.7 – Valores de $F(t)$, según la temperatura de los gases a su paso por la caldera. Fuente: [16]

Para tubos lisos se emplea la expresión de Winpress (*Hydrocarbon Processing*, 1963), cuyo uso está igualmente extendido [5]:

$$\Delta P = \frac{P_v}{2 \cdot N_r} \quad (45)$$

ΔP_g = pérdida de carga en el lado gases [inwc]
 P_v = altura de velocidad del gas [inwc]
 N_r = número de filas de tubos

La altura de velocidad puede describirse, a su vez, como:

$$P_v = 0,0002307 \cdot \frac{2 \cdot G_n}{1000 \cdot \rho_g} \quad (46)$$

G_n = velocidad másica del gas [lb/(ft²·h)]
 ρ_g = densidad media del gas [lb/ft³]

La velocidad másica se define como:

$$G_n = \frac{w_g}{A_n} \quad (47)$$

w_g = caudal másico de gas [lb/h]

A_n = area libre de paso neta [ft²]

El área libre de paso neta se calcula de la siguiente forma:

$$A_n = A_d - \frac{d_o}{12} \cdot P_t \cdot N_t \quad (48)$$

A_d = área de convección [ft²]

d_o = diámetro exterior de tubos [in]

P_t = separación transversal entre tubos [in]

N_t = número de tubos por fila

Para tubos al tresbolillo,

$$A_d = L_e \cdot \left[(N_t + 0,5) \cdot \frac{P_t}{12} \right] \quad (49)$$

L_e = longitud efectiva de tubos [ft]

Para tubos alineados,

$$A_d = L_e \cdot \left(N_t \cdot \frac{P_t}{12} \right) \quad (50)$$

3.9.2 Pérdida de carga del agua/vapor en los circuitos

Su cálculo es distinto, según se trate de un intercambiador de calor con una sola fase presente o con dos fases. En general, la pérdida de carga del lado tubos, puede expresarse mediante [16]:

$$D_p = \frac{0,00517}{d_i} \cdot G^2 \cdot v_{lm} \cdot F \cdot L_{eq} \quad (51)$$

D_p = pérdida de carga [psi]

d_i = diámetro interior del tubo [in]

G = flujo másico [lb/(ft²·h)]

v_{lm} = volumen específico medio logarítmico [ft³]

$F =$ factor de fricción

$L_{eq} =$ longitud equivalente del tubo [ft]

Para la estimación del factor de fricción se emplea el diagrama de Moody:

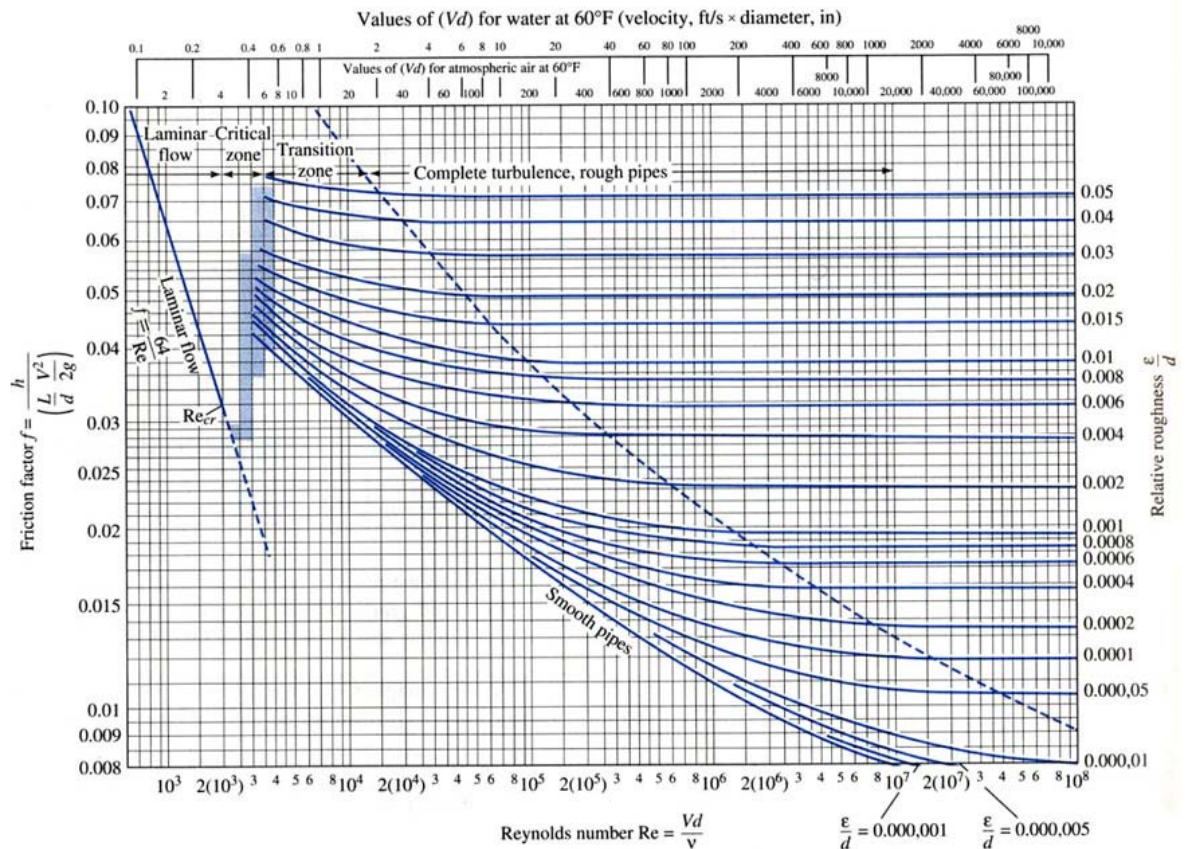


Figura 3.12 – Diagrama de Moody. Fuente: <http://raulsmtz.wordpress.com>

El diagrama de Moody, según lo reflejado en la figura 3.12, es la representación gráfica en escala doblemente logarítmica del factor de fricción interior de los tubos, en función de la rugosidad relativa del mismo y del número de Reynolds. Se pueden distinguir dos situaciones diferentes, el caso en que el flujo sea laminar y el caso en que el flujo sea turbulento.

En el caso de flujo laminar el factor de fricción depende únicamente del número de Reynolds. Sin embargo, para flujo turbulento, el factor de fricción depende tanto del número de Reynolds como de la rugosidad relativa de la tubería, por eso en este caso se representa mediante una familia de curvas, una para cada valor del parámetro ε/d_i , donde ε es el valor de la rugosidad absoluta del tubo. En tubos lisos de acero laminado nuevos, el valor de la rugosidad absoluta es entre 0,04-0,10 mm [5].

La longitud equivalente se calcula de la siguiente manera,

$$L_{eq} = Fact_{NRe} \cdot L \quad (52)$$

L= longitud del tubo [ft]

Fact_{NRe}= factor de corrección de número de Reynolds, que se obtiene de la figura 3.13.

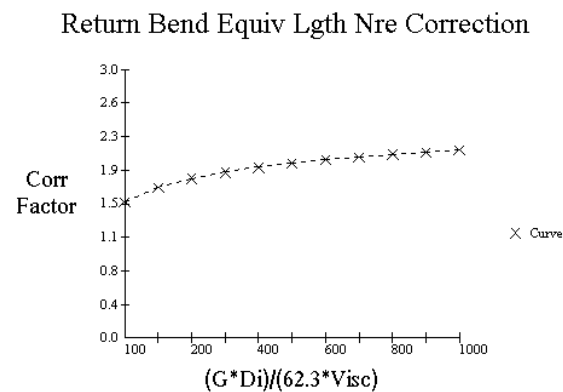


Figura 3.13 – Diagrama de factor de corrección de Re. Fuente: <http://www.heaterdesign.com/>

La diferencia entre el cálculo para un intercambiador de una sola fase y uno de dos, viene dada fundamentalmente por el parámetro v_{lm} , cuyo valor cambia. De modo que, para una sola fase:

$$v_{lm} = \frac{(v_2 - v_1)}{\ln(v_2/v_1)} \quad (53)$$

v_1 = volumen específico del fluido a la entrada de los tubos [ft³/lb]

v_2 = volumen específico del fluido a la salida de los tubos [ft³/lb]

Sin embargo, para dos fases, la expresión a emplear debe ser:

$$v_i = 10,73 \cdot \frac{T_f}{P_v \cdot PM_v} \cdot v_v + \frac{1 - v_v}{\rho_l} \quad (54)$$

v_i = volumen específico en el punto de diseño [ft³/lb]

T_f = temperatura del fluido [°F]

P_v = presión fluido punto de diseño [psi]

PM_v = peso molecular del vapor [lb/lb mol]

v_v = fracción de vapor, en tanto por uno

ρ_l = densidad líquido [lb/ft³]

- **Circulación en una fase:**

Se distinguen las pérdidas de carga singulares, debidas a elementos del circuito (codos, válvulas, contracciones, etc.) y las debidas a fricción. Para simplificar el cálculo, las singulares se reducen a términos de altura de velocidad (longitud equivalente).

Los cálculos se llevan a cabo considerando fluido incompresible, utilizando la longitud equivalente hallada. Esta suposición se considera válida para fluidos compresibles sin incurrir en un error excesivo, siempre y cuando la pérdida de presión inferior al 15% de la presión de entrada (en el sobrecalentador no suele superar el 7%) [16].

$$\Delta P_i = 625,604 \cdot 4 \cdot f \cdot \frac{G^2 \cdot L_e}{d_i^5} \cdot v \quad (55)$$

ΔP_i =	Pérdida de carga en el lado fluido [psi]
G =	Velocidad másica del fluido [lb/(ft ² ·h)]
D_i =	diámetro interior del tubo [in]
L_e =	longitud equivalente, corregida según la figura 3.12 [ft]
v =	volumen específico del fluido [ft ³ /lb]
f =	Factor de fricción

Para el cálculo del factor de fricción para el cálculo de la pérdida de carga del circuito agua/vapor en circulación de una fase, habitualmente se emplea la siguiente expresión:

$$f = \frac{0,046}{Re_d^{0,2}} \quad (56)$$

- **Circulación en dos fases:**

Una aproximación posible para su cálculo es integrar la caída de presión local a lo largo de la distancia, considerando el título local a partir de las condiciones de equilibrio. Existen diversas correlaciones que valoran condiciones de fuera del equilibrio.

El modelo emplea los cálculos de Thom, cuyo rango de utilización está entre 1 y 207 bar, para títulos entre el 3 y 100 % [16]. Postula que la pérdida de carga total de un sistema agua/vapor en ebullición viene dada mediante la siguiente expresión:

$$\Delta P = \Delta P_A + \Delta P_F + \Delta P_D = \frac{G^2 \cdot v}{g_c} r_2 + \frac{4 \cdot f \cdot L}{2 \cdot g_c \cdot d_i} G^2 v \cdot r_3 + \frac{g \cdot L}{g_c \cdot v} r_4 \quad (57)$$

ΔP_A =	pérdidas debidas a la aceleración (expansión por la evaporación) [psi]
ΔP_F =	pérdidas debidas a la fricción [psi]

$$\Delta P_D = \text{pérdidas debidas al desnivel (gravedad) [psi]}$$

El valor de f es el factor de fricción correspondiente al flujo en fase líquida, según (52). Para su cálculo ha de emplearse el caudal másico G , considerando como si todo el caudal estuviera en fase líquida. El volumen específico (v) utilizado es el del líquido a la presión de saturación.

La pérdida de carga global calculada se pondera con r_2 , r_3 y r_4 , determinados mediante curvas propias de Foster Wheeler, en función de la presión de saturación de la caldera y el título del vapor a la salida del sobrecalentador. Estos valores están típicamente entre 0 y 100, salvo r_4 , cuyos valores están entre 0 y 1.

Sustituyendo en (53) el valor de la gravedad (en ft/s²), la expresión para el cálculo de la pérdida de carga total en el evaporador se ve simplificado a:

$$\Delta P = \frac{1}{14,5038} \cdot \left(\varphi + 1,4235 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{L_e}{v} r_4 \right) \quad (58)$$

$$\Delta P = \text{pérdida de carga del lado agua/vapor en el evaporador [psi]}$$

$$\varphi = \text{factor que considera las pérdidas de de carga por aceleración y por fricción [psi]}$$

El factor φ se calcula como:

$$\varphi = \left(1,118 \cdot 10^{-11} v \cdot G^2 r_2 + 55,989 \cdot 10^{-10} v^4 f \cdot L_e \frac{G^2}{d_i} r_3 \right) \quad (59)$$

3.10 Cálculos mecánicos del resto de partes a presión

El diseño mecánico de las partes a presión de la caldera, como ya sucedía con los tubos, se realiza según normativa ASME sección I [1]. Se trata de una verificación que debe hacerse tras el dimensionamiento térmico de la caldera y que indicará si los parámetros estructurales de las partes a presión de la caldera son capaces de soportar adecuadamente las condiciones de operación de la caldera durante la vida útil de la misma.

Aunque el cálculo de la resistencia mecánica de las partes a presión externas a la caldera (tuberías, válvulas, etc.) se considera excluido fuera del alcance del presente proyecto, es importante indicar que deberá cumplir con la normativa ASME B31.1.

Los parámetros de diseño considerados (presión temperatura y materiales de partes a presión) deben tener en cuenta las condiciones más restrictivas en cuanto a presión y temperatura en la caldera, que se conseguirán en el modo COFIRE, lógicamente. La

temperatura de diseño considerada para cada banco de tubos debe tal que aguante las mayores temperaturas de metal de los tubos, de acuerdo a ASME I. Según la experiencia de Foster Wheeler, esta temperatura es de unos 50 °F (28 °C) sobre la temperatura del fluido en el interior del tubo considerado [5]. En el presente proyecto académico se han considerado temperaturas de, al menos, 100 °F (56 °C) sobre las temperaturas de fluido de cada banco, o superiores.

Las presiones de diseño dependerán de los requisitos de producción de vapor. Las condiciones de temperatura en el lado gas y en el lado agua/vapor no varían sustancialmente de una a otra alternativa, por lo que el diseño mecánico de colectores y calderines será válido para ambas. La presión de diseño considerada para las verificaciones que se deben llevar a cabo según ASME I, deben ser al menos el 110% de las presiones del lado fluido alcanzadas en cada banco.

Nótese que el dimensionamiento mecánico de los tubos se ha tratado previamente en el apartado 3.7.

3.10.1 Calderines de alta y baja presión

Las expresiones aplicables serán las mismas en ambos casos, sólo difieren en los parámetros de entrada (presión y temperatura fundamentalmente). Los resultados del dimensionamiento mecánico de los calderines de alta y baja presión están indicados más adelante, en el apartado de resultados.

3.10.1.1 Cuerpo

Se calcula según ASME I, PG-27.2.2 [1].

$$P = \frac{S \cdot E \cdot t}{R + (1 - y) \cdot t}; P > P_d \quad (60)$$

P= Presión de trabajo máxima admisible [psi]

P_d= Presión de diseño [psi]

t= Espesor mínimo, descontada 0,118 in (3 mm) por corrosión [in]

R= Radio interior [in]

S= Tensión admisible a la temperatura de diseño, según ASME I, PG-23 [psi]

E= Eficiencia, según ASME I, PG-52

y= Coeficiente de temperatura, según ASME I, PG-27.4

3.10.1.2 Fondos

Son las tapas que completan el cuerpo cilíndrico del calderín, una a cada extremo. Normalmente se fabrican en forma hemiesférica. Cada uno incluye una puerta de acceso al interior del mismo, para labores de mantenimiento durante las paradas de la caldera.

Se calculan según ASME I, PG-29.11 [1], considerando la expresión que tiene en cuenta la compensación para puertas de hombre en estos fondos, mayorando el espesor mínimo requerido.

$$P = \frac{S \cdot t}{R + 0,2 \cdot t}; P > P_d \quad (61)$$

P= Presión de trabajo máxima admisible [psi]

P_d= Presión de diseño [psi]

t= Espesor mínimo real, descontada 0,1 in por corrosión [in]

L= Radio interior [in]

S= Tensión admisible a la temperatura de diseño, según ASME I, PG-23 [psi]

3.10.2 Colectores

Las entradas a cada banco de tubos están definidas por colectores, que son tuberías (de mayor sección que los tubos) en las que el fluido se expande, repartiéndose de manera equitativa entre los tubos.

Al igual que los cuerpos de los calderines, se calcula según ASME I, PG-27.2.2 [1].

$$P = \frac{S \cdot E \cdot t}{R + (1-y) \cdot t}; P > P_d \quad (62)$$

P= Presión de trabajo máxima admisible [psi]

P_d= Presión de diseño [psi]

t= Espesor mínimo [in]

R= Radio interior [in]

S= Tensión admisible a la temperatura de diseño, según ASME I, PG-23 [psi]

E= Eficiencia, según ASME I, PG-52

y= Coeficiente de temperatura, según ASME I, PG-27.4

Los resultados del dimensionamiento mecánico de los colectores están indicados más adelante, en el apartado de resultados.

3.10.3 Prueba hidrostática

La verificación más restrictiva e importante que debe pasar un equipo a presión diseñado según ASME, es la prueba hidrostática. Cuando un equipo a presión está fabricado, se debe verificar la seguridad del mismo para su uso continuado. Para ello, se llevar a cabo esta prueba con el fin de determinar las condiciones de resistencia, a través de las condiciones elásticas.

Para asegurar que el equipo es capaz de llevar a cabo las pruebas satisfactoriamente ha de verificarse que el límite fluencia de los materiales escogidos, con las geometría escogidas, pero a una presión un 150% mayor que la presión de diseño (que ya de por sí es superior a la máxima de operación).

Aunque el proyecto académico propuesto es hipotético y no debería tener por qué someterse a comprobaciones como la relatada, uno de sus propósitos es mostrar cada una de las etapas que se tiene en cuenta en el diseño de un equipo de este tipo. Por este motivo, se han verificado el diseño con las condiciones de prueba hidrostática.

La prueba debería llevarse a una presión determinada, según lo indicado en ASME I, PG-99 [1]:

$$P_h = 1,5 \cdot P_d \quad (63)$$

P_h = Presión de prueba hidrostática [psig]

P_d = Presión de diseño [psig]

Las pruebas para cada equipo serán realizadas en las siguientes condiciones de presión:

Banco	P_d (psig)	P_h (psig)	P_d (barg)	P_h (barg)
Recalentadores	550	825	38	57
Sobrecalentadores AP	2.050	3.075	141	212
Sobrecalentadores MP	550	825	38	57
Evaporadores AP	2.100	3.150	145	217
Evaporadores MP	600	900	41	62
Economizadores AP	2.150	3.225	148	222
Economizador MP	650	975	45	67
Precalentador	385	578	27	40

Tabla 3.7 – Presiones de diseño y prueba hidrostática, según banco

El lector debe tener en cuenta que las unidades “psig” y “barg” mostrados en la tabla 3.7, y en adelante, son unidades de medida de presión, muy habitual en entornos técnicos que representan la presión relativa, medida desde el valor de presión atmosférica.

Se han incluido los resultados de Presión de diseño y Presión hidrostática en unidades imperiales, puesto que la normativa ASME contempla ciertos valores de corrección en las fórmulas, preparados para operar con unidades imperiales. De modo que los parámetros de entrada en las fórmulas anteriormente expuestas son los mostrados en la tabla 3.7.

3.10.3.1 Límite elástico

Según se detalla en ASME I, PG-99.3.3 [1], como parte de la prueba hidrostática, debe comprobarse que las tensiones alcanzadas con los elementos sometidos a las presiones que se deducen del punto anterior no superan el 90 % del límite de fluencia de los materiales a la temperatura de prueba.

- **Tubos**

$$S_h = P_h \cdot \frac{D-(t \cdot 0,005 \cdot D)}{2 \cdot t - 0,01 \cdot D}; S_h < S_m \quad (64)$$

S_h = Tensión de prueba [psi]

S_m = Límite de fluencia del material a la temperatura de prueba [psi]

- **Cuerpos de calderines**

$$S_h = P_h \cdot \frac{R+(1-y) \cdot t}{E_t}; S_h < S_m \quad (65)$$

S_h = Tensión de prueba [psi]

S_m = Límite de fluencia del material a la temperatura de prueba [psi]

- **Fondos de calderines**

$$S_h = P_h \cdot \frac{L+0,2 \cdot t}{t}; S_h < S_m \quad (66)$$

S_h = Tensión de prueba [psi]

S_m = Límite de fluencia del material a la temperatura de prueba [psi]

Los resultados de los límites elásticos a la presión de prueba hidrostática para las partes a presión están indicados más adelante, en el anexo de dimensionamiento mecánico.

3.11 Dimensionamiento del SCR

Para una misma composición química de catalizador, la eficiencia de la reducción de NO_x depende fundamentalmente de emisiones consideradas, superficie efectiva de catalizador, composición de gases a la entrada de los puertos de inyección de dilución de amoníaco (AIG de su acrónimo en inglés, *Ammonia Injection Grid*), velocidad de gases, temperatura de la mezcla, etc.

En el presente proyecto, las diferencias en el comportamiento entre ambas alternativas las vamos a encontrar principalmente en:

- **Emisiones:** la legislación establece en la Directiva 2010/75/UE (DEI) [21] establece que el límite de emisiones de una instalación de este tipo debe ser 50 mg/Nm³ medidos con un exceso de O₂ del 15%. Sin embargo, las emisiones de una turbina de este tipo, varían sensiblemente según el tipo de combustores que emplee y el estado en que se encuentren.

Para llevar a cabo los cálculos se han considerado los siguientes valores de emisiones, en base a lo observado en proyectos similares con turbinas de gas GE LM6000, como la considerada:

COFIRED: 63,00 partes ppmv, medidas con un exceso de O₂ del 15%.

UNFIRED: 30,00 ppmv medidas con un exceso de O₂ del 15%.

En muchas ocasiones, con combustores en buen estado, se consiguen buenos valores de emisiones a la salida de turbina, sin que fuera necesario el uso del SCR en modo UNFIRED.

Sin embargo, en modo COFIRED, el quemador de conducto inyecta directamente el combustible sobre los gases de escape de turbina, que están a 468 °C. A altas temperaturas y sin combustión escalonada de ningún tipo, se favorece enormemente la formación de NO_x térmico, por la que las emisiones de NO_x crecen alarmantemente.

Por este motivo, el dimensionamiento del catalizador habrá de llevarse a cabo, teniendo en cuenta las condiciones de postcombustión.

- **Composición de gases a la salida de turbina:** las turbinas de gas funcionan suministrando un aporte fijo de aire a la cámara de combustión mientras añaden combustible paulatinamente, hasta alcanzar la carga requerida.

Esta forma de funcionar propicia excesos de oxígeno bastante altos a la salida de la turbina que, junto con la elevada temperatura alcanzada, propicia el empleo de quemadores auxiliares en conducto. Éstos, aprovechan estas condiciones para inyectar combustible que se quema casi instantáneamente, subiendo la temperatura de los gases. Si la caldera está dimensionada adecuadamente, como en este caso, recuperará mucho más calor.

De modo que la composición de gases variará lógicamente entre el modo UNFIRED y el COFIRED. Tras resolver la combustión con el aporte extra de combustible inyectado a través de los quemadores de conducto, las composiciones de gases consideradas han sido:

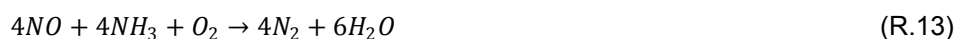
Composición gases entrada SCR	UNFIRED (% p.)	COFIRED (% p.)
O ₂	14,70	12,86
H ₂ O	7,30	8,35
N ₂	71,80	71,44
CO ₂	5,00	6,33
Ar	1,20	1,19

Tabla 3.8 – Composiciones de gases consideradas según el modo de operación

La cantidad de NO_x frente al resto de compuestos de los gases de que entran al SCR es despreciable (partes por millón frente a tanto por ciento). Por este motivo no se ven reflejados en la tabla 3.8.

3.11.1 Dilución de amoniaco

Como ya se ha explicado en 2.6.3.1 Etapa de reacción, la principal reacción que tiene lugar en el reactor es la reducción catalítica selectiva de monóxido de nitrógeno con amoniaco en presencia de oxígeno (R.13), pues las condiciones de operación y el catalizador seleccionado disminuyen la extensión de reacciones no deseadas. En mucha menor medida se dará la reducción catalítica del NO₂ (R.14).



La estequiometría de la reacción permite determinar la cantidad necesaria de amoniaco para reaccionar con el monóxido de nitrógeno en condiciones estequiométricas, considerando además que el amoniaco sólo se consume en esta reacción y no se oxida directamente. La

conversión de la reacción de oxidación directa para la temperatura de operación será inferior a 1%.

En el comienzo de la vida del catalizador, prácticamente no hay que introducir amoníaco para que se dé la reacción. Sin embargo, cuando está llegando a su fin, introducir una cantidad de agente reductor superior a la estequiométrica permite mejorar la conversión.

Cuando se alcanza el punto de diseño, es decir, el final de la vida útil del catalizador, la conversión disminuye por debajo lo esperado, 62% de reducción de NO_x , mientras que la concentración de amoníaco sin reaccionar (NH_3 slip) en la corriente de salida sería superior a la máxima permitida, 2 ppmv [21]. El diseño debe considerar estas condiciones de operación al final de la vida del catalizador, es decir, cuando su actividad ya es muy baja y, por tanto, hay que emplear más dilución para contener los NO_x .

En este caso concreto, al no tener contenidos de sulfuros en los gases de escape, no habría problemas por formación excesiva de bisulfito amónico. No obstante, concentraciones superiores a este valor de NH_3 slip, origina otros efectos negativos de cara a la salud de la población y provoca nitrificación en el medio si es emitido en los gases de chimenea.

Las tablas con los resultados de necesidades de NH_3 se muestran posteriormente en el Anexo III.

3.11.2 Balance de materia y energía en el SCR

Las condiciones, composición, temperatura, presión y propiedades físico-químicas de los gases a tratar vienen determinadas por el resultado de las primeras etapas de recuperación de calor, datos a partir de los que se llevarán a cabo los balances de materia y energía en el AIG y el reactor.

En este tipo de instalaciones, que requieren una reducción de NO_x cuantitativamente baja, puede inyectarse la dilución a temperatura ambiente, puesto que en la vaporización será prácticamente inmediata.

La finalidad de este cálculo es obtener la temperatura de salida de los gases tras inyectar la dilución del amoníaco a través del AIG. Si el margen del punto de contacto en alguno de los evaporadores es un poco justo (en modo UNFIRED) y la caída de temperatura tras la inyección de la dilución es alta, esto puede suponer un problema para que la caldera dé la producción adecuada de vapor. De modo que esta evaluación habrá de llevarse a cabo en modo UNFIRED. Cuando esto sucede, comúnmente se opta por calentar la dilución previamente a su inyección mediante resistencias de calentamiento, para conseguir que el descenso de temperaturas en los gases de la caldera sea nulo.

Para su desarrollo, han sido consideradas corrientes independientes de amoníaco puro, agua y aire de dilución, calculando las entalpías de cada una de las especies a la presión y temperatura a la entrada del reactor, que serán las mismas para todas.

3.11.2.1 Corriente de NH_3 puro

Se deduce directamente del que se necesita para la reducción de NO_x propuesta. La experiencia en el suministro de este tipo de equipos ha demostrado que, con un 5% de exceso sobre el estequiométrico en las condiciones de diseño, se asegura la reducción adecuada, dentro del margen permisible [5]. Se ha considerado dicho margen del 5%.

3.11.2.2 Corriente de agua de disolución del amoníaco al 25% en peso

Al ser el amoníaco un gas altamente inflamable y venenoso, las disoluciones de amoníaco comerciales están limitadas a una concentración máxima del 25% en peso (que coincide con su límite de inflamabilidad superior [26]), para asegurar su transporte con cierta seguridad.

Al considerarse corrientes independientes para la dilución de amoníaco, se ha calculado la cantidad de agua necesaria para conseguir una disolución de amoníaco al 25% en peso con la cantidad de amoníaco calculada para la reducción de NO_x propuesta.

3.11.2.3 Corriente de aire de atomización

Como la disolución de amoníaco se introduce a temperatura ambiente, en los gases de salida tras los primeros bancos de recuperación de calor, debe atomizarse por dos motivos: favorecer su rápida vaporización y conseguir una mezcla lo más homogénea posible.

Normalmente, se emplea aire en su atomización y no vapor, para evitar favorecer la formación de H_2SO_4 por la presencia de mayor humedad en gases con concentraciones de SO_2/SO_3 por su baja temperatura de inyección, típico en turbinas de escape de Fuel Oil y Fuel Gas. Aparte, se facilita el transporte de la disolución de amoníaco en la corriente de gases de salida del hogar.

De acuerdo a la experiencia en el suministro de este tipo de equipos, los estándares de Foster Wheeler aconsejan considerar una relación de aire de atomización y la disolución de NH_3 acuoso de 0,23 [5].

3.11.2.4 Corriente de aire de dilución

Para transportar la disolución de amoníaco, también se emplea aire. De acuerdo a la experiencia en el suministro de este tipo de equipos, los estándares de Foster Wheeler aconsejan considerar una relación másica entre el aire de dilución y la disolución de NH₃ acuoso de 20,63 [5], con el fin de garantizar un correcto transporte de la mezcla.

3.11.2.5 Balance de materia y energía en el AIG

La composición y caudal de gases de salida del AIG, sin tener en cuenta la corriente de NH₃, será igual a la mezcla de los caudales y composiciones de los gases a la entrada del mismo.

Al tratarse los componentes de la dilución como corrientes separadas, la composición de gas resultante será la mezcla del gas de salida de la turbina (y quemador de conducto) con las corrientes independientes consideradas.

Con el caudal, temperatura y presión de una corriente determinada, se puede obtener la entalpía de la corriente en cuestión. Habrá de calcularla para todas las corrientes de entrada del AIG, pues la suma de la entalpía de las mismas será la entalpía de la corriente final.

De la misma forma, se lleva a cabo el cálculo para las corrientes de entrada al reactor (o salida del AIG), divididas en NH₃ y gases de entrada reactor. La temperatura de salida es la variable que se pretende hallar y las entalpías de las corrientes de salida dependen, entre otros parámetros, de esta temperatura. De forma que, igualando los flujos de calor a la entrada y a la salida del AIG e iterando, se obtendrá el número que valida las anteriores condiciones.

Esta cifra representa la disminución de la temperatura del gas por mezclarse con la dilución, antes de su paso por el catalizador.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{g,AIG\ i} H_{g,AIG\ i} + \dot{m}_{NH_3(aq)} (1 - [NH_3]) H_{H_2O} + \dot{m}_{NH_3(aq)} [NH_3] c_{p,vap\ NH_3} (T_{g,AIG\ i} - T_{ref}) + \dot{m}_{aire} H_{aire} = \\ = \dot{m}_{g,AIG\ o} H_{g,AIG\ o} + \dot{m}_{NH_3(aq)} [NH_3] c_{p,vap\ NH_3} (T_{g,AIG\ o} - T_{ref}) + \dot{m}_{NH_3(aq)} [NH_3] c_{p,vap\ NH_3} H_d \end{aligned} \quad (67)$$

$\dot{m}'_{g,AIG\ i}$	=	caudal másico de gas a la entrada del AIG [kg/h]
$H_{g,AIG\ i}$	=	entalpía de gas a la entrada del AIG [kJ/kg]
$\dot{m}'_{NH_3(aq)}$	=	caudal másico de amoníaco (25% p.) en el AIG [kg/h]
$[NH_3]$	=	concentración de NH ₃ puro en la disolución acuosa [% p.]
$c_{p,vap\ NH_3}$	=	calor esp. vaporización a presión cte. NH ₃ [kJ/(kg·°C)]
$T_{g,AIG\ i}$	=	temperatura de gases a la entrada del AIG [°C]

T_{ref}	temperatura de referencia de c_{pvapNH_3} [°C]
m'_{aire}	caudal másico de aire de dilución y atomización [kg/h]
H_{aire}	entalpía del aire de dilución y atomización [kJ/kg]
$m'_{g,AIG o}$	caudal másico de gas a la salida del AIG [kg/h]
$H_{g,AIG o}$	entalpía de gas a la salida del AIG [kJ/kg]
$T_{g,AIG o}$	temperatura de gases a la salida del AIG (objetivo) [°C]
H_d	entalpía de disolución del amoníaco gas en agua [kJ/kg]

En base a este balance se calcula la temperatura final de los gases a la salida del AIG, es decir, a la entrada del catalizador.

3.11.2.6 Balance de materia y energía en el monolito

La composición y caudal de gases de salida del AIG, pasan por el monolito. Cuando la mezcla de gases se pone en contacto con el catalizador, se producen las reacciones de reducción de NO_x (R.13) y (R.14), que son reacciones exotérmicas, de modo que se liberará calor, produciéndose un ligero aumento de temperatura.

El balance considerado en el monolito es:

$$\dot{m}_{g,i SCR} \cdot h_{g,i SCR} = \dot{m}_{g,o SCR} \cdot h_{g,o SCR} + \Delta h_{SCR} \quad (68)$$

$\dot{m}'_{g,i SCR}$	caudal total de gases a la entrada del SCR [kg/h]
$h_{g,i SCR}$	entalpía de la mezcla de gases a la entrada del SCR [kJ/kg]
$\dot{m}'_{g,o SCR}$	caudal total de gases a la salida del SCR [kg/h]
$h_{g,o SCR}$	entalpía de la mezcla de gases a la salida del SCR [kJ/kg]

La variación de la entalpía por el efecto de la reducción de NO y NO₂ se calcula como:

$$\Delta h_{SCR} = n_{NO} \cdot (-h_{f,NO}) + n_{NO_2} \cdot (-h_{f,NO_2}) \quad (69)$$

Δh_{SCR}	variación de entalpía en SCR [kJ/h]
n_{NO}	NO que se debe oxidar [moles/h]
$h_{f,NO}$	entalpía de formación del NO [kJ/mol]
n_{NO_2}	NO ₂ que se debe oxidar [moles/h]
h_{f,NO_2}	entalpía de formación del NO ₂ [kJ/mol]

En base al balance descrito, se calcula el aumento de temperatura experimentado por los gases a su paso por el catalizador.

3.11.2.7 Potencia de la resistencia calentadora

De la suma de las variaciones de temperatura en la mezcla con la dilución a través del AIG y a su paso por el catalizador, se obtiene la variación de temperatura de gases a su paso por el sistema de reducción de NO_x. En el rango de temperaturas habitual en estos sistemas, el descenso en la temperatura de los gases por el efecto de la dilución siempre es mayor que el aumento de temperatura debido a la oxidación de los NO_x en el catalizador.

En el presente proyecto académico, se ha considerado la instalación de resistencias calentadoras a lo largo de los conductos de la dilución para evitar dicho descenso de temperatura; simplemente habrá que ceder a la dilución la misma energía que pierden los gases por acción de la misma, teniendo en cuenta el aumento de temperatura en el catalizador. De este modo, los gases saldrán a la misma temperatura a la que entran al AIG.

La eficiencia de una resistencia térmica de calentamiento es muy alta, rondando el 99% [10].

$$E = \eta \cdot \dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot \Delta T_{\text{cálculo}} \quad (70)$$

η = eficiencia de resistencia calentadora

\dot{m}_g = caudal másico de la mezcla de gases a la salida del AIG [kg/h]

c_{p_g} = calor específico del gas a presión constante [kJ/(kg·°C)]

$\Delta T_{\text{cálculo}}$ = descenso de temperaturas a través del sistema SCR [°C]

3.11.3 Catalizador monolítico

Entre los posibles catalizadores que se han mencionado en el párrafo 2.6.3.2 Tipos de catalizador, el que mejor se ajusta a las condiciones de los equipo que se han planteado, por características de operación y coste, está compuesto por óxido de vanadio (V₂O₅), soportado sobre dióxido de titanio (TiO₂), con óxido de wolframio (WO₂) como promotor, siendo el contenido en el primer compuesto inferior a 1% en peso.

Como los catalizadores son tecnología propietaria y no se disponen datos que no sean experimentales acerca de su funcionamiento, para evaluar su efecto durante la fase de ingeniería de un retrofit de este tipo se ha escogido uno conocido, para una aplicación similar y cuyas características morfológicas se conocen.

Se describen a continuación en la tabla 3.9:

Composición del catalizador	V ₂ O ₅ (1%), TiO ₂ (80%), WO ₃	
Tipo de disposición	Monolito	
Área superficial específica (Ase)	m ² /m ³	885
Radio de poro (r_p)	m*1e-10	120-300
Volumen de poros (V_p)	m ³ /kg	5*1e-4
Densidad de catalizador (ρ_c)	kg/m ³	220
Densidad de partícula (ρ_p)	kg/m ³	1.100
Porosidad de partícula (ε_p)	-	0,62
Tortuosidad (τ)	-	3-5,6
Constante cinética (k_v= k_{v0}*ρ_p)	s ⁻¹	537
Factor preexponencial, (k_{w0})	m ³ / kg·s	7,45*1e+3
Energía activación, E_a	kJ/mol	85,9

Tabla 3.9 – Características morfológicas y parámetros cinéticos del catalizador. Fuente: FWES

Para establecer la comparativa, ha de tomarse uno de los casos como referencia de diseño, en este caso la ALTERNATIVA I. El dimensionamiento, pues, del catalizador para este caso se llevará a cabo mediante las correlaciones empíricas de la Agencia de Protección Medioambiental estadounidense (EPA, de sus siglas en inglés) [12]:

$$V_{cat} = 2,81 \cdot Q_B \cdot \eta_{adj} \cdot slip_{adj} \cdot NOx_{adj} \cdot S_{adj} \cdot \frac{T_{adj}}{N_{SCR}} \quad (71)$$

V_{cat}= volumen de catalizador necesario [ft³]

Q_B= energía del combustible, en base a su PCS [MMBTU/h]

η_{adj}= factor de ajuste de eficiencia de reducción de NO_x

slip_{adj}= factor de ajuste del amoniaco residual en gases

NO_x_{adj}= factor de ajuste del NO_x de entrada a reducir

S_{adj}= factor de ajuste de la cantidad de azufre en combustible

T_{adj}= factor de ajuste de la temperatura de operación

N_{SCR}= número de cuerpos del catalizador

$$\eta_{adj} = 0,2869 + (1,058 \cdot \eta) \quad (72)$$

η= eficiencia de reducción de NO_x [1/1]

$$NOx_{adj} = 0,8524 + (0,3208 \cdot NOx_{in}) \quad (73)$$

NO_x_{in}= cantidad de NO_x a reducir [lb/MMBTU]

$$slip_{adj} = 1,2835 - (0,0567 \cdot slip) \quad (74)$$

slip= cantidad de amoníaco residual [ppmv al 15% O₂]

$$S_{adj} = 0,9636 + (0,0455 \cdot S) \quad (75)$$

S= cantidad de azufre en el combustible [1/1]

$$T_{adj} = 15,16 - (0,03937 \cdot T) + (2,74 \cdot 10^{-5} \cdot T^2) \quad (76)$$

T= temperatura de gases a la entrada al catalizador [°F]

Para un tipo de catalizador determinado, se define la velocidad espacial como la inversa del tiempo de residencia. Se calcula experimentalmente del caudal volumétrico a la entrada del catalizador monolítico entre el volumen que éste ocupa.

$$v_{espacial} = \frac{\dot{m}_g}{V_{cat}} = \frac{1}{t_{residencia}} \quad (77)$$

v_{espacial}= velocidad espacial [1/s]

m'_g= caudal de gases a la entrada al catalizador [m³/s]

V_{cat}= volumen de catalizador [m³]

Es uno de los parámetros más importantes que debe proporcionar el suministrador de estos materiales y la práctica ha demostrado que para aplicaciones de turbina de gas con catalizadores de V₂O₅/TiO₂ su valor ha de estar entre 15.000 y 20.000 s⁻¹ [14].

En estas condiciones, se puede afirmar que la eficiencia de reducción de NO_x, en función de la temperatura de los gases a la entrada del catalizador es:

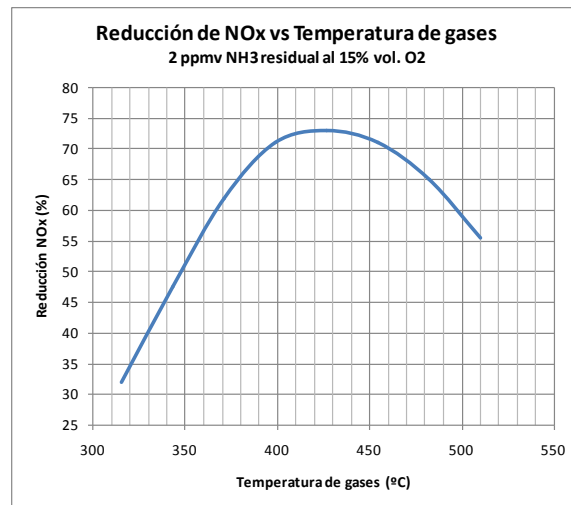


Figura 3.14 – Curva de reducción de NO_x para un catalizador V_2O_5 (1%), TiO_2 (80%), WO_3 . Fuente: FWES

La curva mostrada en la figura 3.14 implica que, según sea mayor o menor la temperatura de entrada de los gases de combustión al catalizador, considerando la misma morfología y parámetros cinéticos, se necesitará menor o mayor volumen de catalizador, respectivamente.

En concreto, lo que se necesita es mayor superficie de reacción. Como los catalizadores empleados en este tipo de aplicaciones industriales son porosos, factores como rugosidad y porosidad de la superficie de los mismos cobran gran importancia, pues ayudan a maximizar la superficie de catalizador para un volumen dado del mismo.

3.11.4 Pérdidas de carga a través del sistema SCR

Para calderas de recuperación de calor a través de turbina de gas, la pérdida de carga asociada con el sistema de reducción de NO_x incluye pérdidas de carga a través de los siguientes componentes del mismo:

- AIG.
- Chapas deflectoras (baffles), para direccionamiento del flujo.
- Módulos de catalizador (monolitos).
- Depósitos.

La pérdida de carga total en el sistema irá desde 50 a 155 mmH_2O [16,17]; por el tipo de disposición escogida y la información que habitualmente maneja Foster Wheeler para este tipo de equipos se han considerado 75 mmH_2O de pérdida de carga para el catalizador en su rango óptimo de funcionamiento.

Según la bibliografía consultada, para la estimación de la pérdida de carga comparativa entre dos catalizadores con módulos similares se puede establecer la siguiente correlación [10]:

$$\Delta P_{SCR} = n \cdot \Delta P_{cat} + n_b \cdot \Delta P_b \quad (78)$$

n = número de módulos de catalizador

ΔP_{cat} = pérdida de carga a través de cada módulo de catalizador

n_b = número de secciones de baffles deflectores en serie

ΔP_b = pérdida de carga a través de cada sección de baffles deflectores

En este apartado del proyecto únicamente se pretende evaluar el impacto de la sección escogida para la disposición de un SCR en una caldera de recuperación de calor, de modo que la pérdida de carga en los deflectores se considerará constante, únicamente variará la pérdida de carga a través del catalizador, según el volumen del mismo. Los baffles que se muestran en la figura 3.14 sirven para dirigir el flujo de gases hacia la sección del catalizador, que no tiene porqué ser exactamente la de la caldera.

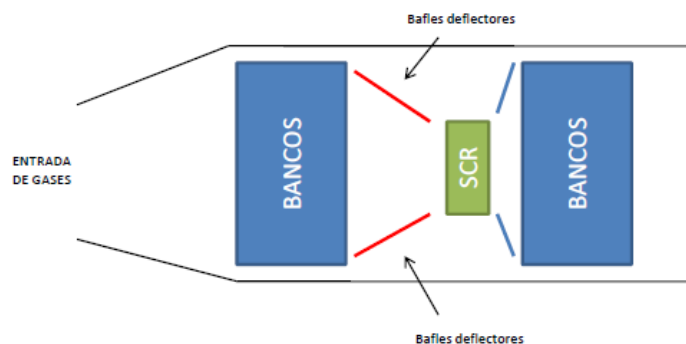


Figura 3.14 – Disposición típica de baffles deflectores a la entrada de un catalizador monolítico (vista en planta).

Por este motivo, se ha considerado que, en su rango óptimo de funcionamiento, de los 75 mmH₂O de pérdida de carga 15 mmH₂O son provocados por los baffles y 60 mmH₂O por el monolito.

4 RESULTADOS

4.1 Alternativas de diseño

En el presente proyecto se han propuesto dos configuraciones de calderas distintas, con cantidades, tamaños y tipos de tubos distintos, con distintas configuraciones de bancos, superficies de transferencia de calor, etc. que satisfacen los mismos requisitos de operación, según lo especificado en el apartado 3.2 Bases de diseño.

El generador de vapor consta de dos circuitos, uno de alta presión y otro de media presión, compuestos por elementos similares, pero dispuesto de forma muy distinta según la alternativa que se escoja. Las características básicas de diseño se pueden observar en las tablas del apartado 3.2.1 Datos de operación.

El edificio existente que se ha considerado tiene un paso de 3,00 m de ancho por una altura de 14,250 m. Este tipo de calderas están divididas en bahías marcadas fundamentalmente por la situación de la estructura de sustentación. Al tratarse de un hipotético edificio existente ha habido que ceñirse a una disposición de bahías concreta, con unos espacios claramente definidos.

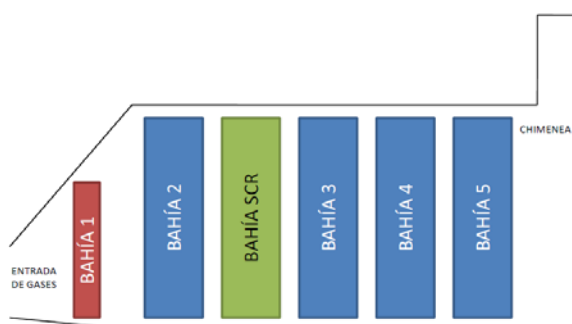


Figura 4.1 – Esquema disposición de bahías en la caldera considerada

En la figura 4.1, la bahía 1 representa el espacio considerado para los quemadores de conducto. La bahía SCR representa el espacio reservado para el sistema de reducción de NO_x y se ha considerado fijo para las dos alternativas de diseño consideradas. El resto de bahías son para la disposición de los tubos de los diferentes intercambiadores de calor de la caldera de recuperación. Para ver las dimensiones consideradas en la caldera, así como otros aspectos geométricos de cada alternativa propuesta, se debe consultar el Anexo I del presente proyecto académico, donde se incluyen los planos de disposición general de las alternativas propuestas.

El abanico de posibilidades es amplio, dada la gran cantidad de configuraciones: hay tantas calderas como proyectistas. Se han considerado las siguientes posibilidades:

- **Alternativa I:** diseño clásico de la caldera de recuperación de vapor, con tubos de 50,80 a 38,10 mm de diámetro exterior, con aletas circulares segmentadas de cerca de 18 mm de altura y poca densidad de aleta, de modo que se minimiza el número de tubos empleados. La altura de la aleta se ajusta para que la distancia entre tubos de una misma fila esté entre 13 y 15 mm [5].

En el diseño de la misma se ha considerado su funcionamiento en modo UNFIRED, sin postcombustión, y en modo COFIRED, con postcombustión.

El recalentador final se diseña en dos pasos para favorecer velocidades más bajas y no someter a los tubos a gradientes térmicos demasiado altos entre la entrada y la salida de un mismo paso. Los bancos evaporadores, tanto de alta como de media presión, se encuentran situados tras el SCR.

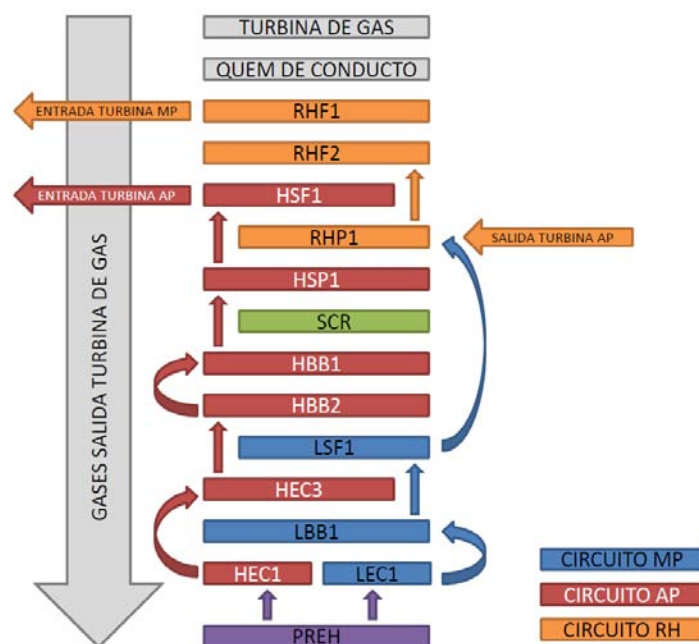


Figura 4.2– Esquema circuitos agua/vapor y gases en la caldera propuesta en la ALTERNATIVA I

La nomenclatura empleada en la figura 4.2 corresponde a los siguientes bancos:

1. RHF1: segunda etapa del recalentador final
2. RHF2: primera etapa del recalentador final
3. HSF1: sobrecalentador final
4. RHP1: recalentador primario

5. HSP1: sobrecalentador primario
 6. HBB1: segunda etapa del evaporador de alta presión
 7. HBB2: primera etapa del evaporador de alta presión
 8. LSF1: sobrecalentador de media presión
 9. HEC3: segunda etapa del economizador de alta presión
 10. LBB1: evaporador de media presión
 11. LEC1: economizador de media presión
 12. HEC1: primera etapa del economizador de alta presión
 13. PREH: precalentador
- **Alternativa II:** se busca un diseño más compacto, quizás más apropiado para un retrofit, pues el montaje es un factor económico siempre crucial en estos casos, de modo que han reducido los tamaños de tubos (y variado sus características según las necesidades) y redistribuido los bancos.

Por este motivo, para el diseño de las partes a presión de la ALTERNATIVA II se ha considerado un diseño más moderno de las mismas, empleando tubos de menor diámetro exterior, entre 44,50 mm y 31,80 mm de diámetro exterior. La altura de las aletas se ajusta para que las distancias entre tubos, teniéndolas en cuenta, sea de entre 13 y 15 mm, según el manual de diseño de Foster Wheeler [5].

Por motivos de espacio en la bahía 2, se diseña un recalentador final de un paso que, junto con la reducción general de tamaño de los bancos de la bahía 1, propicia que una etapa del evaporador de alta presión pueda ser adelantada hasta dicho lugar.

El SCR queda, por tanto, entre las dos etapas del evaporador de alta presión, lo que provoca un descenso de la temperatura de los gases a su paso por el catalizador. Para poder establecer una comparativa válida de ambos casos y sacar conclusiones al respecto, se ha considerado que la composición química, activación y características físicas del monolito son iguales en ambos casos. En la práctica, cada rango de temperaturas tiene un catalizador adecuado, si bien la cantidad de amoníaco que se considera inyectar en el punto de diseño es la misma, puesto que viene suscitada por las emisiones de la turbina.

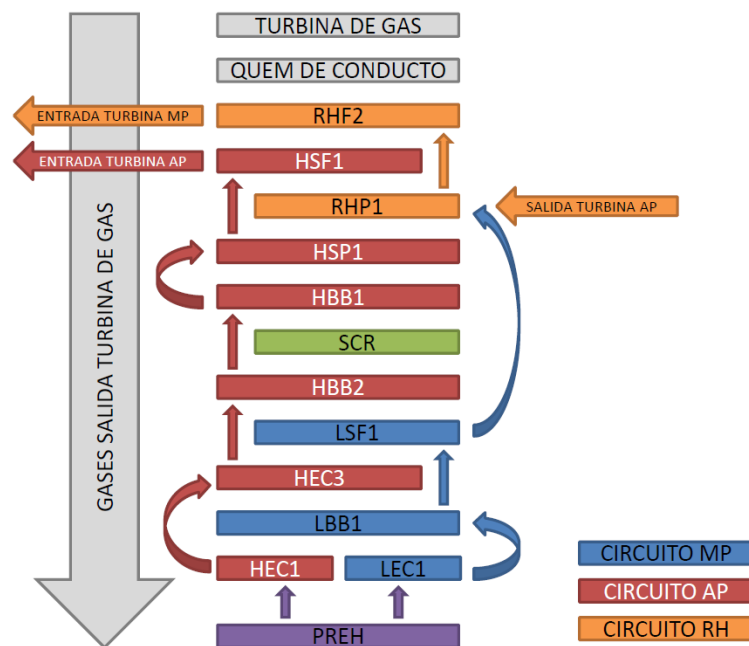


Figura 4.3 – Esquema circuitos agua/vapor y gases en la caldera propuesta en la ALTERNATIVA II

La nomenclatura empleada en la figura 4.3, corresponde a los siguientes bancos:

1. RHF2: recalentador final
3. HSF1: sobrecalentador final
4. RHP1: recalentador primario
5. HSP1: sobrecalentador final
6. HBB1: segunda etapa del evaporador de alta presión
7. HBB2: primera etapa del evaporador de alta presión
8. LSF1: sobrecalentador de media presión
9. HEC3: segunda etapa del economizador de alta presión
10. LBB1: evaporador de media presión
11. LEC1: economizador de media presión
11. HEC1: primera etapa del economizador de alta presión
12. PREH: precalentador de agua de alimentación

La diferencia física entre ambas disposiciones se muestra en los planos adjuntos en el Anexo I del presente proyecto académico.

Los resultados de ambos diseños a nivel geométrico y mecánico se detallan ampliamente en el apartado 4.2 Diseño geométrico y mecánico.

Primeramente se ha llevado a cabo el diseño térmico y su verificación sin tener en cuenta postcombustión. Sin embargo, dado que normalmente en este tipo de proyectos se incluye la instalación de quemadores de conducto de forma habitual, se ha considerado en el diseño.

El diseño contempla en los dos casos propuestos quemadores de postcombustión, con el fin de conseguir mayores prestaciones. Cuando se solicitan quemadores con tanto potencia térmica como los considerados (37 MWt), el propósito de los mismos no suele ser meramente auxiliar, sino que se prevé su uso habitual durante el funcionamiento de la turbina para aumentar sensiblemente la generación eléctrica.

Cuando se hace funcionar el quemador de conducto con los gases de turbina, aumenta la temperatura de entrada de los gases en la caldera, propiciando un mayor intercambio de calor, de modo que se aumenta la energía transportada por el vapor.

Mediante la realización de los balances termodinámicos, mostrados en el apartado 3 *Metodología de cálculo*, así como el uso de otras expresiones del mismo párrafo, se han obtenido los perfiles de diferentes parámetros que han servido para estudiar los comportamientos de ambos diseños y evaluar qué alternativa es la óptima.

Se ha considerado que la estructura y cimentaciones existentes están preparadas y son capaces de soportar las cargas producidas por los nuevos elementos que se van a instalar. La caldera está literalmente colgada de dicha estructura de sustentación, de modo que las dilataciones longitudinales de las partes a presión serán hacia el suelo donde reposan las cimentaciones.

Con estas premisas y teniendo en cuenta las consideraciones fruto de la experiencia acumulada de Foster Wheeler como referente mundial en la fabricación de este tipo de equipos, tal y como se ha explicado previamente, se ha procedido al diseño de la caldera. A priori, ambas alternativas son válidas; por este motivo, han de estudiarse los pros y contras de cada una de ellas, con el fin de encontrar cuál es la óptima.

A continuación se reiteran algunas de las restricciones previas del diseño [5]:

- Velocidad del agua ≤ 3 m/s
- Velocidad de los gases a la entrada ≈ 18 m/s
- Velocidad del vapor ≤ 60 m/s

4.2 Diseño geométrico y mecánico

El dimensionamiento mecánico de los tubos depende fundamentalmente de la temperatura y la presión a las que vaya a estar sometido. Por este motivo, en esta fase del diseño se han tenido en cuenta las condiciones del modo COFIRE para la verificación del dimensionamiento mecánico de bancos tubos y colectores.

Para la obtención de los resultados descritos a continuación, se ha empleado el programa HRSG2000, cuya propiedad y desarrollo es de Foster Wheeler. Para el dimensionamiento térmico, según lo indicado en la figura 3.5, para cada intercambiador de calor se han fijado diámetro exterior y espesor de tubo. Al considerarse un hipotético edificio existente, el número de tubos por fila vendrá fijado por la anchura del mismo.

Se han considerado aletas circulares serradas con una anchura de serrado de 4 mm (estándar), de modo que la cantidad de aletas rectas por vuelta completa de tubo dependerá del diámetro exterior del mismo. La altura de las aletas se ajusta para que las distancias entre tubos, teniéndolas en cuenta, sea de entre 13 y 15 mm, según el manual de diseño de Foster Wheeler [5].

Posteriormente, se ajustan el número de filas de tubos y la densidad de aletas de cada intercambiador, hasta obtener el resultado deseado.

El listado de resultados obtenidos mediante dicho programa, para cada una de las alternativas propuestas, se encuentra incluido en el Anexo II del presente proyecto académico. Posteriormente, los valores obtenidos se han verificado según lo especificado en ASME I, tal y como se describe en la figura 3.1, considerando las condiciones de presión y temperatura del modo COFIRE, por ser más restrictivas.

4.2.1 Alternativa I

Para esta alternativa de se han considerado un total de 13 bancos. Para el diseño de las partes a presión de la ALTERNATIVA I se ha considerado un diseño conservador de las mismas, empleando tubos entre 50,80 mm y 38,10 mm de diámetro exterior, como se ha señalado anteriormente.

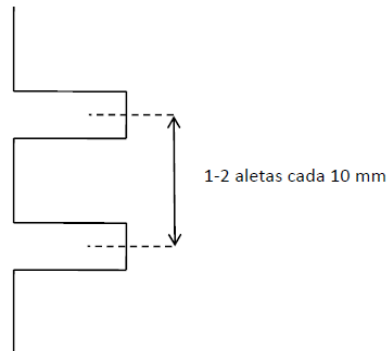


Figura 4.4 – Espaciado entre aletas considerado en la ALTERNATIVA I

Se han empleado aletas de entre 1,2 mm y 0,9 mm de espesor, con sus correspondientes espaciados típicos de fabricación (entre 1 y 2 aletas cada 10 mm, según lo indicado en la figura 4.4).

El número de tubos en anchura de cada banco, así como la longitud de los mismos viene dada por la propia geometría del edificio existente (ver planos en Anexo I).

El número de filas de tubos de cada banco, la densidad de aleta, las distancias longitudinal y transversal entre bancos de tubos en cada intercambiador son el resultado del proceso iterativo seguido para cuadrar las producciones, temperaturas y presiones requeridas por el hipotético Cliente.

El material de los tubos se escoge en función de las temperaturas previstas para los mismos. Para ello, se selecciona el mismo material para todos los tubos en las fases iniciales del diseño, prediciendo la temperatura aproximada que va a soportar el banco en cuestión.

A continuación se describen las características de los tubos escogidos para cada banco en la ALTERNATIVA I.

4.2.1.1 Recalentador primario y final (RHF1, RHF2 y RHP1)

El vapor, tras su paso en forma de sobrecalentado por la primera etapa de alta presión de la turbina de vapor, pierde presión y temperatura. El vapor en estas condiciones entra por un

extremo del colector inferior del recalentador primario y sale con mayor temperatura por un extremo del colector superior.

Antes de entrar en el recalentador final, que está dividido para reducir la velocidad de vapor a través del banco, el vapor ha de ser atemperado. Esta etapa sirve para controlar la temperatura final del vapor a la salida del banco, en caso de que fuera necesario.

La atemperación se llevaría a cabo mediante un sistema que inyecta la porción necesaria de vapor saturado del circuito de media presión, en este caso, para moderar la temperatura del vapor recalentado a su entrada en las etapas finales de recalentamiento.

Nivel de presión		Recalentado	Recalentado	Recalentado
Sección		RHF1	RHF2	RHP1
Localización		BAHÍA 2	BAHÍA 2	BAHÍA 2
Información de tubo				
Diámetro exterior	mm	50,8	50,8	50,8
Espesor Medio	mm	3,4	3,4	3,4
Pasos		1	1	1
Filas		2	2	3
Tubos por Fila		34	32	26
Tubos Fluido		68	64	78
Núm. Tubos		68	64	78
Disposición		TREBOLILLO	TREBOLILLO	TREBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	168	168	168
Pitch Transversal	mm	85	90	110
Material		SA-213-TP304H	SA-213-TP304H	SA-213-T22
Longitud del tubo (paso de gases)	m	14	14	14
Información de aleta				
Tipo de Aleta		NINGUNO	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m		98	236
Aletas rectas por circunferencia			40	40
Espesor de aleta	mm		1,19	0,89
Anchura del serrado	mm		3,96	3,96
Altura de aleta	mm		12,70	22,23
Material de aleta			SA-213-TP409	SA-213-TP409
Superficie de transferencia de calor	m ²	1,04	4,17	17,41

Tabla 4.1 – Resultados de dimensiones de tubos y aletas de los bancos del recalentador, ALTERNATIVA I

Como resultado del proceso iterativo seguido para el diseño de la caldera, el recalentador primario (RHP1) consta de 3 filas de tubos con 26 tubos por fila, dispuestos al tresbolillo. Los tubos son de material SA-213-T22 de 50,80 mm (2 pulgadas) de diámetro exterior y 3,38 mm

(0,133 pulgadas) de espesor medio, con aletas segmentadas (ver tabla 4.1 para características generales). El material escogido es un acero aleado, que soporta mejor ciertas condiciones de radiación y temperatura que el acero al carbono.

Cabe recalcar que el primer banco de una caldera de recuperación de calor suele ser de tubos lisos debido a las exigentes condiciones a las que estarían expuestas las aletas, que carecen de la refrigeración directa por el fluido que sí tienen los tubos.

Como resultado del proceso iterativo seguido, mostrado en la figura 3.5, para el diseño térmico de la caldera, la primera etapa del recalentador final (RHF1) consta de 2 filas de tubos con 32 tubos por fila, dispuestos al tresbolillo. Los tubos son de material SA-213-TP304H de 50,80 mm (2 pulgadas) de diámetro exterior y 3,38 mm (0,133 pulgadas) de espesor medio, con aletas segmentadas (ver tabla 4.1 para características generales).

El material escogido es inoxidable por la situación frente a la llama de la turbina: típicamente, los dos o tres primeros bancos de la caldera serán de este material o similares con el fin de poder aguantar la radiación a la que están expuestos, además de la mayor temperatura.

Como resultado del proceso iterativo seguido para el diseño de la caldera, la segunda etapa del recalentador final (RHF2) consta de 2 filas de tubos con 34 tubos por fila, dispuestos al tresbolillo. Los tubos son de material SA-213-TP304H de 50,80 mm (2 pulgadas) de diámetro exterior y 3,38 mm (0,133 pulgadas) de espesor medio, no aleteados.

4.2.1.2 Sobrecalentador primario y final de alta presión (HSP1 y HSF1)

El vapor saturado del calderín de alta presión entra por un extremo del colector inferior del sobrecalentador primario y sale sobrecalentado por un extremo del colector superior. Al igual que sucede en el recalentador, antes de su paso por el sobrecalentador final, el vapor ha de ser atemperado, si fuera necesario, con el fin de controlar su temperatura final.

La atemperación, en este caso, se llevaría a cabo mediante un sistema que inyecta la porción necesaria de vapor saturado del circuito de alta presión, para controlar la temperatura del vapor recalentado a su entrada en la etapa final de sobrecalentamiento.

Nivel de presión		Alta Presión	Alta Presión
Sección		HSF1	HSP1
Localización		BAHÍA 2	BAHÍA 2
Información de tubo			
Diámetro exterior	mm	44,5	44,5
Espesor Medio	mm	6,8	5,6
Pasos		3	3
Filas		3	3
Tubos por Fila		34	32
Tubos Fluido		34	32
Núm. Tubos		102	96
Disposición		TRESBOLILLO	TRESBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	168	114
Pitch Transversal	mm	84	90
Material		SA-213-TP304H	SA-213-T22
Longitud del tubo (paso de gases)	m	14	14
Información de aleta			
Tipo de Aleta		SEGMENTADAS	SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m	177	236
Aletas rectas por circunferencia		35	35
Espesor de aleta	mm	1,19	0,89
Anchura del serrado	mm	3,96	3,96
Altura de aleta	mm	12,70	15,88
Material de aleta		SA-213-TP409	SA-213-TP410
Superficie de transferencia de calor	m ²	9,49	13,71

Tabla 4.2 – Resultado de dimensiones de tubos y aletas bancos sobrecalentador de alta presión, ALTERNATIVA I

Como resultado del proceso iterativo seguido para el diseño de la caldera, el sobrecalentador primario (HSP1) consta de 3 pasos con 3 filas de tubos cada uno con 32 tubos por fila, dispuestos al tresbolillo. Los tubos son de material SA-213-T22 de 44,45 mm (1,75 pulgadas) de diámetro exterior y 5,64 mm (0,222 pulgadas) de espesor medio, con aletas segmentadas (ver tabla 4.2 para características generales).

Como resultado del proceso iterativo seguido para el diseño de la caldera, el sobrecalentador final (HSF1) consta de 3 pasos con 3 filas de tubos cada uno con 34 tubos por fila, dispuestos al tresbolillo. Los tubos son de material SA-213-TP304H de 44,45 mm (1,75 pulgadas) de diámetro exterior y 6,76 mm (0,266 pulgadas) de espesor medio, con aletas segmentadas (ver tabla 4.2 para características generales).

4.2.1.3 Bancos evaporadores de alta presión (HBB1 y HBB2)

En ellos se produce el cambio de fase de agua a vapor, para el circuito de alta presión. El agua procedente del calderín de alta presión entra por ambos extremos del colector inferior de cada uno de los bancos, es parcialmente evaporada en el banco y sale como mezcla de agua y vapor por los *risers* situados en los colectores superiores hacia el calderín de alta presión.

Nivel de presión		Alta Presión	Alta Presión
Sección		HBB1	HBB2
Localización		BAHÍA 3	BAHÍA 3
Información de tubo			
Diámetro exterior	mm	38,1	38,1
Espesor Medio	mm	3,8	3,8
Pasos		1	1
Filas		6	14
Tubos por Fila		32	32
Tubos Fluido		192	448
Núm. Tubos		192	448
Disposición		TREBOLILLO	TREBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	114	114
Pitch Transversal	mm	90	90
Material		SA-210-A1	SA-210-A1
Longitud del tubo (paso de gases)	mm	14	14,25
Información de aleta			
Tipo de Aleta		SEGMENTADAS	SEGMENTADAS
Densidad de aleta	a/m	236	236
Aletas rectas por circunferencia		30	30
Espesor de aleta	mm	0,89	0,89
Anchura del serrado	mm	3,96	3,96
Altura de aleta	mm	19,05	19,05
Material de aleta		SA-178-A	SA-178-A
Superficie de transferencia de calor	m ²	28,48	68,94

Tabla 4.3 – Resultados dimensiones de tubos y aletas de los bancos evaporadores de alta presión, ALTERNATIVA I

Como resultado del proceso iterativo seguido para el diseño de la caldera, el evaporador HBB1 está dispuesto en un único paso de 6 filas, mientras que el HBB2 está dispuesto en un paso de 14 filas. Ambos constan de tubos de 38,10 mm (1,50 pulgadas) de diámetro exterior y 3,81 mm (0,150 pulgadas) de espesor medio, en material SA-210-A1, dispuestos al tresbolillo, con aletas segmentadas (ver tabla 4.3 para características generales).

A partir de este banco puede comenzar a utilizarse acero al carbono, puesto que los primeros bancos ya han absorbido bastante calor y ejercen a su vez de pantalla, contra la radiación.

4.2.1.4 Sobrecalentador de media presión (LSF1)

De forma análoga a lo sucedido en los sobrecalentadores de alta presión, el vapor saturado del calderín de media presión entra por un extremo del colector inferior del sobrecalentador y sale sobrecalentado por un extremo del colector superior.

Se ha considerado un diseño en que la corriente de vapor sobrecalentado de media presión se une a la de vapor a la salida de la etapa de alta presión de la turbina de vapor, justo a la entrada del recalentador primario. Por este motivo, no se ha considerado la inclusión de atemperación ninguna en este banco.

Nivel de presión		Media Presión	Media Presión
Sección		LSF1	LBB1
Localización		BAHÍA 4	BAHÍA 4
Información de tubo			
Diámetro exterior	mm	44,5	38,1
Espesor Medio	mm	3,0	3,0
Pasos		1	1
Filas		1	7
Tubos por Fila		37	32
Tubos Fluido		37	224
Núm. Tubos		37	224
Disposición		TREBOLILLO	TREBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	152	114
Pitch Transversal	mm	78	90
Material		SA-178-C	SA-178-A
Longitud de tubos (paso de gases)	m	14,25	14,25
Información de aleta			
Tipo de Aleta		NINGUNA	SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m		236
Aletas rectas por circunferencia			30
Espesor de aleta	mm		0,89
Anchura del serrado	mm		3,96
Altura de aleta	mm		19,05
Material de aleta			SA-178-A
Superficie de transferencia de calor	m ²	0,51	34,47

Tabla 4.4 – Dimensiones de tubos y aletas de sobrecalentador y evaporadores de media presión, ALTERNATIVA I

Como resultado del proceso iterativo seguido para el diseño de la caldera, este sobrecalentador (LSF1) consta de un paso con 37 tubos, dispuestos al tresbolillo. Los tubos son de material SA-178-C de 44,45 mm (1,75 pulgadas) de diámetro exterior y 2,97 mm (0,117 pulgadas) de espesor medio, no aleteado (ver tabla 4.4 para características generales).

4.2.1.5 Bancos evaporadores de media presión (LBB1)

En ellos se produce el cambio de fase de agua a vapor, para el circuito de media presión. El agua procedente del calderín de media presión entra por ambos extremos del colector inferior del banco, es parcialmente evaporada en el banco y sale como mezcla de agua y vapor por los *risers* situados en los colectores superiores hacia el calderín de alta presión.

Como resultado del proceso iterativo seguido para el diseño de la caldera, el evaporador LBB1 está dispuesto en un único paso de 7 filas. Consta de tubos de 38,10 mm (1,50 pulgadas) de diámetro exterior y 3,00 mm (0,117 pulgadas) de espesor medio, en material SA-178-A, dispuestos al tresbolillo, con aletas segmentadas (ver tabla 4.4 para características generales).

4.2.1.6 Economizadores de alta y media presión (HEC3, HEC1 y LEC1)

El agua procedente del precalentador que incluye esta caldera se divide para alimentar a los circuitos de alta y baja presión. En este tipo de retrofits, donde se necesitan configuraciones de bancos demasiado “apretadas” y cuyo ajuste es difícil, es típico utilizar bancos paralelos en las primeras etapas de los economizadores (cuando se tienen dos niveles de presión). De este modo el dimensionamiento de los bancos resulta más sencillo y equilibrado al final de caldera, cuando queda menos calor que recuperar de los tubos.

Posteriormente, del economizador de cada nivel de presión se pasa a la etapa consecutiva, ya dispuesta de forma tradicional.

Como resultado del proceso iterativo seguido para el diseño de la caldera, la primera etapa del economizador de alta presión (HEC1) consta de 6 pasos con 6 filas de 25 tubos cada una, dispuestos al tresbolillo. Los tubos son de material SA-210-A1 de 38,10 mm (1,5 pulgadas) de diámetro exterior y 3,81 mm (0,15 pulgadas) de espesor medio, con aletas segmentadas (ver tabla 4.5 para características generales).



Nivel de presión		Alta Presión	Media Presión	Alta Presión
Sección		HEC3	LEC1	HEC1
Localización		BAHÍA 4	BAHÍA 5 - PARALELOS	
Información de tubo				
Diámetro exterior	mm	38,1	38,1	38,1
Espesor Medio	mm	3,8	3,0	3,8
Pasos		4	6	6
Filas		4	6	6
Tubos por Fila		30	5	25
Tubos Fluido		30	5	25
Núm. Tubos		120	30	150
Disposición		TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	114	102	102
Pitch Transversal	mm	95	95	95
Material		SA-210-A1	SA-178-A	SA-210-A1
Longitud de tubos (paso de gases)	m	14,25	14,25	14,25
Información de aleta				
Tipo de Aleta		SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m	236	236	236
Aletas rectas por circunferencia		30	30	30
Espesor de aleta	mm	0,89	1,19	1,19
Anchura del serrado	mm	3,96	3,96	3,96
Altura de aleta	mm	22,23	22,23	22,23
Material de aleta		SA-178-A	SA-178-A	SA-178-A
Superficie de transferencia de calor	m ²	21,44	5,61	28,06

Tabla 4.5 – Dimensiones de tubos y aletas de economizadores de alta y media presión, ALTERNATIVA I

4.2.1.7 Precalentador de agua de agua de alimentación (PREH)

Con el fin de aumentar el rendimiento termodinámico del ciclo, se introduce este banco en el que el agua de alimentación estará recirculando hasta alcanzar las condiciones adecuadas para entrar en los economizadores. La temperatura mínima recomendable para su entrada en el ciclo es de 60-65 °C, según el manual de Foster para este tipo de calderas [5].

Nivel de presión		Precalentador
Sección		PREH
Localización		BAHÍA 5
Información de tubo		
Diámetro exterior	mm	38,1
Espesor Medio	mm	3,0
Pasos		4
Filas		4
Tubos por Fila		34
Tubos Fluido		34
Núm. Tubos		136
Disposición		TRESBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	102
Pitch Transversal	mm	84
Material		SA-178-C
Longitud de tubos (paso de gases)	mm	14,25
Información de aleta		
Tipo de Aleta		SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m	118
Aletas rectas por circunferencia		30
Espesor de aleta	mm	1,19
Anchura del serrado	mm	3,96
Altura de aleta	mm	15,88
Material de aleta		SA-178-A
Superficie de transferencia de calor	m2	9,95

Tabla 4.6 – Dimensiones de tubos y aletas de economizadores de alta y media presión, ALTERNATIVA I

Es el último elemento que se encuentran los gases en su recorrido antes de salir por la chimenea y, como resultado del proceso iterativo seguido para el diseño de la caldera, consta de 4 pasos y 4 filas, de 34 tubos de 38,10 mm (1,50 pulgadas) de diámetro exterior y un espesor de 2,97 mm (0,117 pulgadas) dispuestos al tresbolillo, con aletas segmentadas, en SA-178-C (ver tabla 4.6 para características generales).

4.2.1.8 Verificación de presión hidrostática

Cuando un equipo a presión está fabricado según ASME, se debe verificar la seguridad del mismo para su uso continuado, tal y como se ha explicado previamente en el apartado 3.10.3 Prueba hidrostática.. Para ello, se llevar a cabo esta prueba con el fin de determinar las condiciones de resistencia, a través de las condiciones elásticas.

Para asegurar que el equipo es capaz de llevar a cabo las pruebas satisfactoriamente ha de verificarse que el límite fluencia de los materiales escogidos, con las geometría escogidas, pero a una presión un 150% mayor que la presión de diseño (que ya de por sí es superior a la máxima de operación).

Los resultados de las presiones de prueba hidrostática para los bancos de tubos en la ALTERNATIVA I han sido:

Parte	Material	D (mm)	t (mm)	Tdis (°C)	S (bar)	Pdis (barg)	Pmax (barg)	YS (bar)	Ph (barg)	Sh (bar)	%YS
1ª Etapa Recalentador Final (RHF1)	SA-213 TP304H	50,80	3,378	649	421	38	55	2.068	57	434	21%
2ª Etapa Recalentador Final (RHF2)	SA-213 TP304H	50,80	3,378	629	500	38	66	2.068	57	434	21%
Sobrecalentador Final AP (HSF1)	SA-213 TP304H	44,45	6,756	632	489	141	169	2.068	212	615	30%
Recalentador Primario (RHP1)	SA-213 T22	50,80	3,378	587	293	38	38	2.068	57	434	21%
Sobrecalentador Primario AP (HSP1)	SA-213 T22	44,45	5,639	529	609	141	169	2.068	212	764	37%
1ª Etapa Evaporadores AP (HBB1)	SA-210 A1	38,10	3,810	414	811	145	170	2.551	217	1.034	41%
2ª Etapa Evaporadores AP (HBB2)	SA-210 A1	38,10	3,810	393	936	145	196	2.551	217	1.034	41%
Sobrecalentador Final MP (LSF1)	SA-178 C G3	44,45	2,972	337	1.007	38	133	2.758	57	431	16%
2ª Etapa Economizador AP (HEC3)	SA-210 A1	38,10	3,810	351	1.150	148	241	2.551	222	1.059	42%
Evaporadores MP (LBB1)	SA-178 A G3	38,10	2,972	299	781	41	123	2.758	62	394	14%
Economizador MP (LEC1)	SA-178 A G3	38,10	2,972	279	784	45	123	2.758	67	427	15%
1ª Etapa Economizador AP (HEC1)	SA-210 A1	38,10	3,810	277	1.179	148	248	2.551	222	1.059	42%
Precalentador de Agua (PREH) - A/C	SA-178 A G3	38,10	2,972	170	786	27	124	2.758	40	253	9%

Tabla 4.7 – Resumen de resultados de presiones de prueba hidrostática, según ASME PG-99. ALTERNATIVA I

Recuérdese que “barg”, mostrada en la tabla 4.7, es una unidad de medida de presión, muy habitual en entornos técnicos que representa la presión relativa, medida desde la presión atmosférica.



Aunque el proyecto académico propuesto es hipotético y no debería tener por qué someterse a comprobaciones como la relatada, uno de sus propósitos es mostrar cada una de las etapas que se tiene en cuenta en el diseño de un equipo de este tipo. Por este motivo, se han verificado el diseño con las condiciones de prueba hidrostática. Después se calcula la tensión que los materiales alcanzarían en las condiciones de la prueba y se verifica que no superen el 90% del límite de fluencia del material, según lo explicado en el apartado 3.10.3 Prueba hidrostática. En este caso la verificación ha sido satisfactoria, según los resultados arrojados por la tabla 4.7.

4.2.2 Alternativa II

Partiendo de la base de la alternativa de diseño ya planteada, se ha propuesto otra, cuyos criterios de diseño han sido fundamentalmente:

- Cumplir objetivos de generación de vapor.
- Minimizar pérdida de carga a través del lado gases.
- Diseño compacto.
- Punto de contacto más razonable.
- Obra menos complicada.

Para el dimensionamiento térmico de los bancos se ha seguido el mismo proceso iterativo indicado en la figura 3.5, partiendo de los resultados obtenidos en la ALTERNATIVA I, con el criterio arriba mencionado.

Para esta alternativa de se han considerado un total de 12 bancos, puesto que se ha eliminado la segunda etapa del recalentador final. Para el diseño de las partes a presión de la ALTERNATIVA II se ha considerado un diseño más moderno de las mismas, empleando tubos de menor diámetro exterior, entre 44,50 mm y 31,80 mm de diámetro exterior, como se ha señalado anteriormente.

Se han empleado aletas de entre 1,2 mm y 0,9 mm de espesor, con sus correspondientes espaciados típicos de fabricación (entre 1 y 2 aletas cada 10 mm, según lo indicado en la figura 4.4). Sin embargo, estas cifras se han visto reducidas en la medida de lo posible respecto a la ALTERNATIVA I.

El número de tubos en anchura de cada banco, así como la longitud de los mismos viene dada por la propia geometría del edificio existente (ver planos en Anexo I). Al igual que sucedía en la ALTERNATIVA I, el número de filas de tubos de cada banco, la densidad de aleta, las distancias longitudinal y transversal entre bancos de tubos en cada intercambiador

son el resultado del proceso iterativo seguido para cuadrar las producciones, temperaturas y presiones requeridas por el hipotético Cliente.

Se ha buscado más espacio para poder adelantar la primera etapa del banco evaporador de alta presión al SCR, con el fin de que los gases lleguen a temperaturas inferiores. Para ello, se ha decidido prescindir del banco RHF1, el banco del recalentador final en la ALTERNATIVA I. El resto de espacio se ha conseguido mediante la compactación misma del diseño de las partes a presión.

4.2.2.1 Recalentador primario y final (RHP1 y RHF2)

Con el fin diseñar un banco más compacto y como resultado del proceso iterativo seguido para el diseño de la caldera, el recalentador primario (RHP1) consta ahora de 2 filas de tubos con 30 tubos por fila, dispuestos al tresbolillo. Los tubos son de material SA-213-T22 de 44,45 mm (1,75 pulgadas) de diámetro exterior y 4,65 mm (0,183 pulgadas) de espesor medio, con aletas segmentadas (ver tabla 4.8 para características generales).

Para conseguir lo anteriormente comentado se ha optado por emplear tubos de menor diámetro con aletas más cortas (manteniendo las distancias entre extremos de tubos aleteados de la misma fila entre 13 y 15 mm, según se ha indicado anteriormente), a la vez que se aumenta la densidad de aleta. De este modo, aunque hay que emplear más tubos, por lo general deben usarse menos filas.

Los materiales empleados no van a variar apreciablemente sobre los del anterior caso, puesto que los bancos se encuentran en un orden similar. Lo que varía apreciablemente son sus características geométricas.

Del mismo modo que sucede en el banco RHF2, tras llevar a cabo el proceso iterativo y teniendo en cuenta las nuevas condiciones de partida, el recalentador final (RHF1) consta de 2 filas de tubos con 34 tubos por fila, dispuestos al tresbolillo. Los tubos son de material SA-213-TP304H de 44,45 mm (1,75 pulgadas) de diámetro exterior y 4,24 mm (0,167 pulgadas) de espesor medio, con aletas sólidas (ver tabla 4.8 para características generales).

Como las temperaturas en modo postcombustión no excesivamente altas, se han dispuesto aletas, para maximizar la ganancia de calor. Sino no podrían alcanzarse los objetivos de producción marcados para este banco. Atendiendo a la experiencia de Foster Wheeler en este tipo de calderas, se han empleado aletas circulares sólidas, no segmentadas, puesto que soportan mejor la radiación.

Nivel de presión		Recalentado	Recalentado
Sección		RHF2	RHP1
Localización		BAHÍA 2	BAHÍA 2
Información de tubo			
Diámetro exterior	mm	44,5	44,5
Espesor Medio	mm	4,2	4,6
Pasos		1	1
Filas		2	2
Tubos por Fila		34	30
Tubos Fluido		68	60
Núm. Tubos		68	60
Disposición		TREBOLILLO	TREBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	152	114
Pitch Transversal	mm	84	95
Material		SA-213-TP304H	SA-213-T22
Longitud de tubos (paso de gases)	m	14	14
Información de aleta			
Tipo de Aleta		SÓLIDAS	SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m	242	268
Aletas rectas por circunferencia			35
Espesor de aleta	mm	1,19	1,19
Anchura del serrado	mm		3,96
Altura de aleta	mm	12,70	19,05
Material de aleta		SA-213-TP304H	SA-213-TP409
Superficie de transferencia de calor	m ²	8,26	11,99

Tabla 4.8 – Resultados de dimensiones de tubos y aletas de bancos recalentadores, ALTERNATIVA II

4.2.2.2 Sobrecalentador primario y final de alta presión (HSP1 y HSF1)

Teniendo en cuenta las consideraciones iniciales sobre tamaños de tubos para compactar lo máximo posible el banco y como resultado del proceso iterativo según lo indicado en la figura 3.5, el sobrecalentador primario (HSP1) consta de 1 paso con 2 filas de tubos con 37 tubos por fila, dispuestos al tresbolillo. Con esta configuración, las velocidades en tubos y colectores son mayores, lo que garantiza una mejor transferencia de calor a la vez que minimiza la pérdida de carga en el lado vapor. Los tubos son de material SA-213-T22 de 38,10 mm (1,50 pulgadas) de diámetro exterior y 5,08 mm (0,200 pulgadas) de espesor medio, con aletas segmentadas (ver tabla 4.9 para características de aletas).

Del mismo modo que sucede en el banco anterior, al propiciar una geometría más compacta, el sobrecalentador final (HSF1) consta de 2 pasos con 4 filas de tubos cada uno con 37 tubos

por fila, alineados. Los tubos son de material SA-213-TP304H de 38,10 mm (1,50 pulgadas) de diámetro exterior y 6,76 mm (0,266 pulgadas) de espesor medio, con aletas segmentadas (ver tabla 4.9 para características generales).

Nivel de presión		Alta Presión	Alta Presión
Sección		HSF1	HSP1
Localización		BAHÍA 2	BAHÍA 2
Información de tubo			
Diámetro exterior	mm	38,1	38,1
Espesor Medio	mm	6,8	5,1
Pasos		2	1
Filas		4	2
Tubos por Fila		37	37
Tubos Fluido		74	74
Núm. Tubos		148	74
Disposición		ALINEADOS	TRESBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	114	114
Pitch Transversal	mm	78	78
Material		SA-213-TP304H	SA-213-T22
Longitud de tubos (paso de gases)	m	14	14
Información de aleta			
Tipo de Aleta		SEGMENTADAS	SEGMENTADAS
Densidad de aleta	a/m	189	236
Aletas rectas por circunferencia		30	30
Espesor de aleta	mm	1,19	0,89
Anchura del serrado	mm	3,96	3,96
Altura de aleta	mm	12,70	12,70
Material de aleta		SA-213-TP409	SA-213-TP409
Superficie de transferencia de calor	m ²	12,66	7,43

Tabla 4.9 – Resultados de dimensiones de tubos y aletas de sobrecalentadores de alta presión, ALTERNATIVA II

4.2.2.3 Bancos evaporadores de alta presión (HBB1 y HBB2)

Se ha buscado intencionadamente incluir una de las secciones del evaporador en la bahía 2 justo antes del SCR para evaluar el impacto de las temperaturas en dicho sistema.

Asimismo, y siguiendo con la tónica general de la alternativa, se parte de diámetros de tubo más pequeños y espesores menores. Como resultado del proceso iterativo mostrado en la figura 3.5 para el dimensionamiento térmico de la caldera, el evaporador HBB1 está dispuesto en un único paso de 5 filas, mientras que el HBB2 está dispuesto en un paso de 11 filas. Ambos constan de tubos de 31,75 mm (1,25 pulgadas) de diámetro exterior, teniendo el

HBB1 4,24 mm (0,167 pulgadas) de espesor medio y el HBB2 3,38 mm (0,133 pulgadas) de espesor medio, en material SA-210-A1, dispuestos al tresbolillo, con aletas segmentadas (ver tabla 4.10 para características generales).

Nivel de presión		Alta Presión	Alta Presión
Sección		HBB1	HBB2
Localización		BAHÍA 2	BAHÍA 3
Información de tubo			
Diámetro exterior	mm	31,8	31,8
Espesor Medio	mm	4,2	3,4
Pasos		1	1
Filas		5	11
Tubos por Fila		37	37
Tubos Fluido		185	407
Núm. Tubos		185	407
Disposición		TRESBOLILLO	TRESBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	114	114
Pitch Transversal	mm	78	78
Material		SA-210-A1	SA-210-A1
Longitud de tubos (paso de gases)	m	14	14,25
Información de aleta			
Tipo de Aleta		SEGMENTADAS	SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m	268	236
Aletas rectas por circunferencia		25	25
Espesor de aleta	mm	0,89	0,89
Anchura del serrado	mm	3,96	3,96
Altura de aleta	mm	15,88	15,88
Material de aleta		SA-178-A	SA-178-A
Superficie de transferencia de calor	m ²	21,97	44,72

Tabla 4.10– Resultados de dimensiones de tubos y aletas de bancos evaporadores alta presión, ALTERNATIVA II

4.2.2.4 Sobrecalentador de media presión (LSF1)

En el banco LSF1 se reduce el tamaño de tubo a 38,10 mm (1,50 pulgadas) de diámetro externo, manteniendo el espesor de 2,97 mm (0,117 pulgadas). Por este motivo, y siguiendo el proceso descrito anteriormente para el dimensionamiento térmico, para conseguir una producción similar de vapor han sido necesarios 41 tubos lisos (ver tabla 4.11 para características generales).

4.2.2.5 Bancos evaporadores de media presión (LBB1)

Se ha favorecido el diseño compacto, como en la totalidad de los bancos de la ALTERNATIVA II. Ahora el evaporador LBB1 está dispuesto en un único paso de 8 filas con tubos de 31,75 mm (1,25 pulgadas) de diámetro exterior y 2,97 mm (0,117 pulgadas) de espesor medio, en material SA-178-A, dispuestos al tresbolillo, con aletas segmentadas (ver tabla 4.11 para características generales). Estos resultados han sido obtenidos mediante la aplicación del procedimiento iterativo para el diseño térmico de la caldera.

Nivel de presión		Media Presión	Media Presión
Sección		LSF1	LBB1
Localización		BAHÍA 3	BAHÍA 4
Información de tubo			
Diámetro exterior	mm	38,1	31,8
Espesor Medio	mm	3,0	3,0
Pasos		1	1
Filas		1	8
Tubos por Fila		41	37
Tubos Fluido		41	296
Núm. Tubos		41	296
Disposición		TREBOLILLO	TREBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	152	114
Pitch Transversal	mm	71	78
Material		SA-178-C	SA-178-A
Longitud de tubos (paso de gases)	mm	14,25	14,25
Información de aleta			
Tipo de Aleta		NINGUNA	SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m		236
Aletas rectas por circunferencia			25
Espesor de aleta	mm		0,89
Anchura del serrado	mm		3,96
Altura de aleta	mm		15,88
Material de aleta			SA-178-A
Superficie de transferencia de calor	m ²	0,49	32,53

Tabla 4.11 – Resultados dimensiones tubos y aletas sobrecalentador y evap. media presión, ALTERNATIVA II

4.2.2.6 Economizadores de alta y media presión (HEC3, HEC1 y LEC1)

Con el fin diseñar un banco más compacto, el diámetro exterior de estos bancos ha pasado de 38,10 mm (1,50 pulgadas) a 31,75 mm (1,25 pulgadas) en todos ellos. Para conseguir unas condiciones adecuadas de temperatura a la salida de estos bancos, se ha tenido que



aumentar apreciablemente el número de tubos de cada banco, puesto que, al encontrarse al final de la caldera donde el gas ya está agotado térmicamente, es más complicada la recuperación de calor.

Como resultado del proceso iterativo seguido para el diseño de la caldera, la primera etapa del economizador de alta presión (HEC1) consta de 9 pasos con 9 filas de 30 tubos cada una, dispuestos al tresbolillo. Los tubos son de material SA-210-A1 de 31,75 mm (1,25 pulgadas) de diámetro exterior y 2,97 mm (0,117 pulgadas) de espesor medio, con aletas segmentadas (ver tabla 4.12 para características generales).

Mediante el mismo proceso iterativo anteriormente comentado, y según se muestra en la figura 3.5, se ha obtenido como resultado que el economizador de media presión (LEC1), que está dispuesto en paralelo con HEC1, consta de 9 pasos con 9 filas de 7 tubos cada una, dispuestos al tresbolillo. Los tubos son de material SA-178-A de 31,75 mm (1,25 pulgadas) de diámetro exterior y 2,97 mm (0,117 pulgadas) de espesor medio, con aletas segmentadas (ver tabla 4.12 para características generales).

Al igual que se ha hecho en el resto de bancos, se ha seguido el procedimiento iterativo descrito en la figura 3.5. Como resultado del mismo, la segunda etapa del economizador de alta presión (HEC3) consta de 5 pasos con 5 filas de 37 tubos cada una, dispuestos al tresbolillo. Los tubos son de material SA-210-A1 de 31,75 mm (1,25 pulgadas) de diámetro exterior y 2,97 mm (0,117 pulgadas) de espesor medio, con aletas segmentadas (ver tabla 4.12 para características generales).

Nivel de presión		Alta Presión	Media Presión	Alta Presión
Sección		HEC3	LEC1	HEC1
Localización		BAHÍA 4	BAHÍA 5 - PARALELOS	
Información de tubo				
Diámetro exterior	mm	31,8	31,8	31,8
Espesor Medio	mm	3,0	3,0	3,0
Pasos		5	9	9
Filas		5	9	9
Tubos por Fila		37	7	30
Tubos Fluido		37	7	30
Núm. Tubos		185	63	270
Disposición		TREBOLILLO	TREBOLILLO	TREBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	114	102	102
Pitch Transversal	mm	78	78	78
Material		SA-210-A1	SA-178-A	SA-210-A1
Longitud de tubos (paso de gases)	m	14,25	14,25	14,25
Información de aleta				
Tipo de Aleta		SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m	167	236	236
Aletas rectas por circunferencia		25	25	25
Espesor de aleta	mm	0,89	0,89	0,89
Anchura del serrado	mm	3,96	3,96	3,96
Altura de aleta	mm	15,88	15,88	15,88
Material de aleta		SA-178-A	SA-178-A	SA-178-A
Superficie de transferencia de calor	m ²	14,93	6,92	29,67

Tabla 4.12 – Dimensiones de tubos y aletas de economizadores de alta y media presión, ALTERNATIVA II

4.2.2.7 Precalentador de agua de alimentación (PREH)

Al haberse reducido el diámetro exterior de tubos y como resultado del proceso iterativo seguido para el diseño de la caldera en el presente proyecto académico, se han dispuesto 4 pasos y 4 filas, de 37 tubos dispuestos al tresbolillo, con aletas segmentadas (ver tabla 4.13 para características generales), en SA-213-TP304H.

Un banco de este tipo, con mucho caudal de recirculación y situado donde los gases van a su menor temperatura, debe ser de acero inoxidable, puesto que el gas es susceptible de condensar en la superficie de los tubos, bajo ciertas condiciones de operación. Como el combustible considerado no tiene azufre, no habría peligro de corrosión por condensación de ácido sulfúrico.

Nivel de presión		Precalentador
Sección		Preheater
Localización		BAHÍA 5
Información de tubo		
Diámetro exterior	mm	31,8
Espesor Medio	mm	3,0
Pasos		4
Filas		4
Tubos por Fila		37
Tubos Fluido		37
Núm. Tubos		148
Disposición		TREBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	102
Pitch Transversal	mm	78
Material		SA-213-TP304H
Longitud de tubos (paso de gases)	m	14,25
Información de aleta		
Tipo de Aleta		SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m	118
Aletas rectas por circunferencia		25
Espesor de aleta	mm	0,89
Anchura del serrado	mm	3,96
Altura de aleta	mm	15,88
Material de aleta		SA-213-TP409
Superficie de transferencia de calor	m ²	8,87

Tabla 4.13 – Dimensiones de tubos y aletas del precalentador de agua, ALTERNATIVA II

4.2.2.8 Verificación de presión hidrostática

Al igual que se ha llevado a cabo en la ALTERNATIVA I, debe verificarse que los tubos de los intercambiadores de calor no superen el 90% del límite de fluencia en una hipotética prueba hidrostática, en base a la máxima. Los resultados de las presiones de prueba hidrostática en la ALTERNATIVA II se presentan en la tabla 4.14.



Parte	Material	D (mm)	t (mm)	Tdis (°C)	S (bar)	Pdis (barg)	Pmax (barg)	YS (bar)	Ph (barg)	Sh (bar)	%YS
Recalentador Final (RHF2)	SA-213 TP304H	44,45	4,242	649	421	38	84	2.068	57	286	14%
Sobrecalentador Final AP (HSF1)	SA-213 TP304H	38,10	6,756	633	482	141	201	2.068	212	509	25%
Recalentador Primario (RHP1)	SA-213 T22	44,45	4,648	571	367	38	81	2.068	57	257	12%
Sobrecalentador Primario AP (HSP1)	SA-213 T22	38,10	5,080	498	826	141	243	2.068	212	720	35%
1ª Etapa Evaporadores AP (HBB1)	SA-210 A1	31,75	4,242	419	784	145	231	2.551	217	736	29%
2ª Etapa Evaporadores AP (HBB2)	SA-210 A1	31,75	3,378	394	925	145	209	2.551	217	962	38%
Sobrecalentador Final MP (LSF1)	SA-178 C G3	38,10	2,972	335	1.007	38	159	2.758	57	361	13%
2ª Etapa Economizador AP (HEC3)	SA-210 A1	31,75	2,972	353	1.144	148	222	2.551	222	1.144	45%
Evaporadores MP (LBB1)	SA-178 A G3	31,75	2,972	300	781	41	152	2.758	62	319	12%
Economizador MP (LEC1)	SA-178 A G3	31,75	2,972	273	784	45	153	2.758	67	346	13%
1ª Etapa Economizador AP (HEC1)	SA-210 A1	31,75	2,972	278	1.179	148	229	2.551	222	1.144	45%
Pre calentador de Agua (PREH)	SA-213 TP304H	31,75	2,972	149	1.303	27	253	2.068	40	205	10%

Tabla 4.14 – Resumen de resultados de presiones de prueba hidrostática, según ASME PG-99. ALTERNATIVA II

Los resultados obtenidos y mostrados en la tabla 4.14 ha sido satisfactorios, puesto que en ningún momento se superan presiones máximas admisibles a las temperaturas de trabajo. Tampoco se supera el 90% del límite de fluencia del material en condiciones de presión hidrostática.

4.2.3 Calderines

Al tratarse de un sistema de generación de vapor con dos niveles de presión, se necesita un calderín para el circuito de alta presión y otro para el de media presión. Los calderines se sitúan en la parte superior de la caldera, apoyados sobre la estructura fría existente que sirve de soporte.

Como los requisitos de operación son los mismos en ambas alternativas, presión y temperatura de diseño serán iguales, por lo que el dimensionamiento mecánico de los calderines será el mismo también.

4.2.3.1 Calderín de alta presión

Para cumplir con los requisitos, se ha dimensionado en virola de 2,02 m de 95 mm de espesor y una longitud de 6,10 m y material SA-302-C. La virola del calderín es la chapa de acero que forma su cuerpo y le da su característica forma cilíndrica.

Los fondos son de tipo hemiesférico de 70 mm de espesor y mismo material que el cuerpo. Cada uno tiene una boca de hombre para acceder al calderín cuando la caldera está fuera de servicio.

Parte	Material	D (mm)	d (mm)	t (mm)	E	y	corr. (mm)	Tdis (°C)	S (bar)	Pdis (barg)	Pmax (barg)	YS (bar)	Ph (barg)	Sh (barg)	%YS
Virola del calderín de Alta Presión	SA-302 C	2.019	1.829	95	1,00	0,40	3	338	1.579	141	150	2.896	212	2.235	77%
Fondos del calderín de Alta Presión	SA-302 C	---	1.829	70	---	---	3	338	1.579	141	238	2.896	212	1.468	51%

Tabla 4.15 – Resultados del dimensionamiento del calderín de alta presión, según ASME

La nomenclatura empleada en la tabla 4.15, y en tablas sucesivas, corresponde al diámetro exterior del calderín (D_{ext}), el diámetro interior (d_{int}) y el espesor requerido (t) para las condiciones de diseño consideradas, que son la temperatura de diseño (T_{dis}) y la presión de diseño (P_d). El parámetro S representa la tensión admisible del material a la temperatura de diseño. Esta serie de cálculos se han llevado a cabo según las expresiones reflejadas en el apartado 3.10 Diseño mecánico del resto de partes a presión.

Como se muestra en la tabla 4.15, está diseñado para aguantar 145 barg (2.100 psig) de presión a 338 °C (640 °F). Las unidades de presión empleadas “barg” y “psig” son ampliamente empleadas en la industria energética. Indican que la presión indicada tiene como referencia la presión atmosférica.

Se ha verificado que no se supera la presión máxima admisible por el materiales a temperatura y presión de diseño. Asimismo, no se supera el 90% del límite de fluencia del material en condiciones de presión hidrostática.

Para separar la mezcla agua vapor que asciende por los risers, con la calidad de vapor que sea necesaria, el calderín de alta presión dispone de los siguientes elementos internos:

- Ciclonas: tras acceder a la caja de *risers*, la mezcla agua/vapor es forzada a pasar por estos elementos que separan la mezcla mediante centrifugado.
- Malla nebulizadora: cuando pasa por ella el vapor a la salida de los ciclones, atrapa parte del agua que éstos no han podido purgar, mejorando la calidad de vapor.
- Chevrones: una serie de placas metálicas dispuestas en la salida de vapor saturado hacia el sobrecalentador que hacen que la práctica totalidad de la humedad (gotas

microscópicas de agua en suspensión con el vapor) que el vapor arrastra tras su paso por la malla condense en su superficie aumentando drásticamente la calidad del vapor hasta las condiciones necesarias en turbina.

4.2.3.2 Calderín de media presión

Para cumplir con los requisitos, se ha dimensionado en virola de 1,26 m de 22 mm de espesor, una longitud de 5,20 m y material SA-516 Gr.70. Los fondos son de tipo hemisférico de 19,00 mm de espesor y mismo material que el cuerpo. Cada uno tiene una boca de hombre para acceder al calderín cuando la caldera está fuera de servicio.

Parte	Material	D (mm)	d (mm)	t (mm)	E	y	corr. (mm)	Tdis (°C)	S (bar)	Pdis (barg)	Pmax (barg)	YS (bar)	Ph (barg)	Sh (barg)	%YS
Virola del calderín de Media Presión	SA-516 Gr70	1.263	1.219	22	1,00	0,40	3	249	1.379	38	42	2.620	57	1.859	71%
Fondos del calderín de Media Presión	SA-516 Gr70	---	1.219	19	---	---	3	249	1.379	38	85	2.620	57	1.089	42%

Tabla 4.16 – Resultados del dimensionamiento del calderín de media presión, según ASME

Está diseñado para aguantar 41 barg (600 psig) de presión a 249 °C (480 °F), como se muestra en la tabla 4.16. De acuerdo a los requisitos de diseño marcados por ASME, se ha verificado que no se supera la presión máxima admisible por el materiales a temperatura y presión de diseño. Tampoco se supera el 90% del límite de fluencia del material en condiciones de presión hidrostática.

Para separar la mezcla agua vapor que asciende por los risers, con la calidad de vapor que sea necesaria, el calderín de baja presión requiere internos más sencillos:

- Placas perforadas: para la separación de la mezcla agua/vapor.
- Chevrones: una serie de placas metálicas dispuestas en la salida de vapor saturado hacia el sobrecalentador cuya función es la misma explicada en 4.2.3.1.

4.2.4 Colectores

Al igual que sucede con los calderines, al tener la misma presión y temperaturas de diseño, así como caudales de producción, los colectores serán igualmente válidos para ambas alternativas. Como resultados del diseño mecánico de colectores se han obtenido los siguientes valores:

- **Recalentadores finales:** los colectores de estos bancos, para que la geometría pase adecuadamente al verificación impuesta por ASME I, tal y como se ha comentado en el



párrafo 3.10, se han dimensionado forjados en SA-335 P91, con un diámetro exterior de 219,10 mm y un espesor mínimo de 22,2 mm. Al igual que el resto de colectores, se ha considerado que están las cámaras estancas superior e inferior (fuera del paso de gases). Con esta configuración son capaces de aguantar 38 barg (550 psig) de presión y hasta 649 °C (1.200 °F) de temperatura. Estos resultados se muestran en la tabla 4.17.

- **Sobrecalentadores finales de alta presión:** Para cumplir con los requisitos, los colectores de estos bancos, que están las cámaras estancas superior e inferior, fuera del paso de gases, son forjados en SA-335 P91, con un diámetro exterior de 168,30 mm y un espesor mínimo de 33 mm. De este modo, aguantan condiciones de hasta 141 barg (2.050 psig) de presión y 374 °C (705 °F) de temperatura. Estos resultados se muestran en la tabla 4.17.
- **Recalentadores primarios:** Para cumplir las condiciones impuestas en ASME I, los colectores de estos bancos se han dimensionado de 8" sch. 160 calidad SA-335 P22. Al igual que el resto de colectores, se ha considerado que están las cámaras estancas superior e inferior (fuera del paso de gases). Así, estos colectores resisten 38 barg (550 psig) de presión y hasta 568 °C (1.054 °F) de temperatura.

Estos resultados se muestran en la tabla 4.17.

El lector ha de tener en cuenta que el *schedule* (sch.) del tubo o tubería hace referencia a una denominación estándar de amplio uso en el mercado, que determina el diámetro exterior del tubo o tubería, así como su espesor. Los números para la denominación del tubo o la tubería según su *schedule* no son directamente extrapolables a valores de diámetro exterior y espesor, sino que se debe consultar una tabla donde se indican dichos valores. De este modo, una tubería de 8" sch. 160 como la considerada, tiene un diámetro exterior de 8,625" (219,08 mm) y un espesor de 0,906" (23,012 mm).

- **Sobrecalentadores primarios de alta presión:** con el fin de superar la verificación de la validez de las geometrías y materiales empleados en los colectores, según ASME I, los colectores de estos bancos se han dimensionado forjados en SA-335 P22, con un diámetro exterior de 168,30 mm y un espesor mínimo de 21,60 mm. Al igual que el resto de colectores, se ha considerado que están las cámaras estancas superior e inferior (fuera del paso de gases). Teniendo en cuenta esta geometría, los colectores serían capaces de aguantar las exigencias de la línea de alta presión, hasta 141 barg (2.050 psig) de presión y 497 °C (926 °F) de temperatura. Estos resultados se muestran en la tabla 4.17.
- **Bancos evaporadores de alta presión:** Para cumplir con los requisitos, los colectores para HBB1 se han dimensionado de tamaño 6" sch. XXS, en SA-106-Gr B, con un diámetro exterior de 168,30 mm y un espesor mínimo de 19,20 mm. Como las



temperaturas de fluido en los evaporadores son las de saturación a la presión del calderín y los colectores se encuentran fuera del paso de gases, sólo será necesario que aguanten 636 °C (1.117 °F) de temperatura, aunque, eso sí, a 145 barg (2.100 psig) de presión. Estos resultados se muestran en la tabla 4.17.

Los colectores para HBB2 se han dimensionado de tamaño 6" sch. 160, en SA-106-Gr B, con un diámetro exterior de 168,30 mm y un espesor mínimo de 16 mm. En este caso, los materiales resisten 367 °C (692 °F) de temperatura, aunque, eso sí, a 145 barg (2.100 psig) de presión.

Parte	Nominal	Material	D (mm)	d (mm)	t (mm)	E	y	Tdis (°C)	S (bar)	Pdis (barg)	Pmax (barg)	YS (bar)	Ph (barg)	Sh (barg)	%YS
Recalentador Final (RHF2/RHF1)	---	SA-335 P91	219,100	174,700	22,200	0,583	0,700	649	296	38	41	2.068	57	413	20%
Sobrecalentador Final AP (HSF1)	---	SA-335 P91	168,300	98,300	35,000	0,712	0,700	633	401	141	167	2.068	212	507	25%
Recalentador Primario (RHP1)	8" sch 160	SA-335 P22	219,075	178,803	20,136	0,517	0,700	568	383	38	42	2.068	57	521	25%
Sobrecalentador Primario AP (HSP1)	---	SA-335 P22	168,300	125,100	21,600	0,661	0,452	497	837	141	161	2.068	212	1.105	53%
1ª Etapa Evaporadores AP (HBB1)	6" XXS	SA-106 GrB	168,275	129,870	19,202	0,673	0,400	374	1058	141	179	2.413	212	1.254	52%
2ª Etapa Evaporadores AP (HBB2)	6" sch 160	SA-106 GrB	168,275	136,315	15,980	0,673	0,400	367	1092	141	151	2.413	212	1.533	64%

Tabla 4.17 – Resultados del dimensionamiento los colectores (parte I), según ASME

Como puede comprobarse en la tabla 4.17, para todos los colectores anteriormente nombrados, se ha verificado que no se supera la presión máxima admisible por el materiales a temperatura y presión de diseño. Asimismo, se ha comprobado que no se supera el 90% del límite de fluencia del material en condiciones de presión hidrostática, de acuerdo a lo especificado en ASME I.

- **Sobrecalentador de media presión:** los colectores de estos bancos, para que la geometría pase adecuadamente al verificación impuesta por ASME I, tal y como se ha comentado en el párrafo 3.10, se han dimensionado de tamaño 4" sch. XXS en SA-106-Gr. B, con un diámetro exterior de 114,30 mm y un espesor mínimo de 15 mm. Al igual que el resto de colectores, se considera situado fuera de la corriente de gases. Con esta configuración son capaces de resistir hasta 38 barg (550 psig) de presión y 352 °C (665 °F) de temperatura. Estos resultados se muestran en la tabla 4.18.
- **Bancos evaporadores de media presión:** para cumplir las condiciones impuestas en ASME I, los colectores para LBB1 se han dimensionado de tamaño 6" sch. 120, en SA-106-Gr B, con un diámetro exterior de 168,3 mm y un espesor mínimo de 12,50 mm. Como las temperaturas de fluido en los evaporadores son las de saturación a la presión

del calderín y los colectores se encuentran fuera del paso de gases, sólo será necesario que aguanten 276 °C (529 °F) de temperatura, aunque a 41 barg (600 psig) de presión. Estos resultados se muestran en la tabla 4.18.

- **Economizadores de alta presión:** con el fin de superar la verificación de la validez de las geometrías y materiales empleados en los colectores, según ASME I, en la primera sección de los economizadores de alta presión (HEC3), los colectores, que están las cámaras estancas superior e inferior (fuera del paso de gases) se han dimensionado de tamaño 6" sch 160 en SA-106-Gr. B, con un diámetro exterior de 168,30 mm y un espesor mínimo de 16,00 mm. Con la geometría considerada, aguantan hasta 148 barg (2.150 psig) de presión y 353 °C (668 °F) de temperatura. Estos resultados se muestran en la tabla 4.18.

En la segunda sección de los economizadores de alta presión (HEC1), que se encuentra en paralelo con el economizador de media presión, los colectores se han dimensionado forjados de tamaño 4" sch XXS en SA-106-Gr. B, con un diámetro exterior de 114,30 mm y un espesor mínimo de 15,00 mm. Con esta configuración son capaces de resistir hasta 148 barg (2.150 psig) de presión y 280 °C (536 °F) de temperatura. Estos resultados se muestran en la tabla 4.18.

- **Economizador de media presión:** Para cumplir con los requisitos, los colectores de estos bancos, que están las cámaras estancas superior e inferior, (fuera del paso de gases) se han dimensionado de tamaño 4" sch 160 en SA-106-Gr. B, con un diámetro exterior de 114,30 mm y un espesor mínimo de 15,00 mm. Con esta configuración son capaces de resistir hasta 45 barg (650 psig) de presión y 277 °C (531 °F) de temperatura. Estos resultados se muestran en la tabla 4.18.
- **Precalentador de agua de alimentación:** Para cumplir las condiciones impuestas para el dimensionamiento mecánico de las partes a presión en ASME I, los colectores de estos bancos, que están las cámaras estancas superior e inferior, (fuera del paso de gases) se han dimensionado de tamaño 4" sch 160 en SA-335 P91, con un diámetro exterior de 114,30 mm y un espesor mínimo de 11,80 mm. De este modo, podrían resistir hasta 27 barg (385 psig) de presión y 182 °C (360 °F) de temperatura. Estos resultados se muestran en la tabla 4.18.



Parte	Nominal	Material	D (mm)	d (mm)	t (mm)	E	y	Tdis (°C)	S (bar)	Pdis (barg)	Pmax (barg)	YS (bar)	Ph (barg)	Sh (barg)	%YS
Sobrecalentador Final MP (LSF1)	4" sch XXS	SA-106 GrB	114,300	84,341	14,980	0,526	0,400	352	1.148	38	177	2.413	57	369	15%
2ª Etapa Economizador AP (HEC3)	6" sch 160	SA-106 GrB	168,275	136,315	15,980	0,670	0,400	353	1.142	148	157	2.413	222	1.615	67%
Evaporadores MP (LBB1)	6" sch 120	SA-106 GrB	168,275	143,294	12,490	0,667	0,400	276	1.179	38	124	2.413	57	540	22%
Economizador MP (LEC1)	4" sch 160	SA-106 GrB	114,300	90,697	11,801	0,667	0,400	277	1.179	39	177	2.413	58	386	16%
1ª Etapa Economizador AP (HEC1)	4" sch 160	SA-106 GrB	114,300	90,697	11,801	0,598	0,400	277	1.179	148	159	2.413	222	1.652	68%
Precalentador de Agua (PREH) - A/C	4" sch 160	SA-106 GrB	114,300	90,697	11,801	0,591	0,400	182	1.179	27	157	2.413	40	299	12%
Precalentador de Agua (PREH) - INOX	4" sch 160	SA-335 P91	114,300	90,697	11,801	0,598	0,400	182	1.671	27	225	2.068	40	296	14%

Tabla 4.18 – Resultados del dimensionamiento los colectores (parte II), según ASME

Al igual que se ha hecho en los casos anteriores, y según lo reflejado en la tabla 4.18, para todos los colectores anteriormente nombrados, se ha verificado que no se supera la presión máxima admisible por el materiales a temperatura y presión de diseño. Tampoco se supera el 90% del límite de fluencia del material en condiciones de presión hidrostática, de acuerdo a lo especificado en ASME I.

4.2.5 Análisis de las diferencias geométricas

Si se establece una comparación cuantitativa entre los parámetros geométricos de un modelo a otro, mostrados en las tablas de 4.1 a 4.13, se puede observar lo siguiente:

- Diámetro de tubos: la ALTERNATIVA II el diámetro medio de tubo empleado es un 17% inferior; los espaciados longitudinal y transversal, que se miden de centro a centro de tubos, se han visto también reducidos. Esto ha ayudado a crear un diseño más compacto.
- Cantidad de tubos: lógicamente, al reducir el diámetro de tubo, para conseguir una transferencia de calor al fluido similar con tubos de menor diámetro, ha habido que aumentar la cantidad de tubos un 11%.
- Número de filas: aunque en el cómputo global el número de filas de tubos se ha visto incrementado en torno a un 5% en la ALTERNATIVA II. Sin embargo, en los primeros bancos de la caldera, según el sentido de avance de los gases de salida de la turbina, el número de filas se ha reducido un 15%. Este factor impacta directamente en la cantidad de colectores necesarios, que disminuye en la ALTERNATIVA II.



- Longitud de aleta: en los cálculos de la ALTERNATIVA II se ha considerado una longitud de aleta un 13% inferior. El espesor de las mismas no ha variado sensiblemente, si bien se ha reducido ligeramente en los últimos bancos de la caldera (LEC1, HEC1 y PREH), para paliar en la medida de lo posible el efecto del aumento de tubos en LEC1 y HEC1 sobre la pérdida de carga.
- Densidad de aletas: ha sido necesario aumentar un 5% la densidad de aleta en las condiciones de la ALTERNATIVA II para compensar la pérdida de superficie de tubos.
- Superficie de transferencia de calor: la superficie total de transferencia de calor se ha visto reducida un 18% en la ALTERNATIVA II. Como este factor es fundamental en los cálculos de transferencia de calor, su influencia ha sido comentada de forma más detallada en el apartado 4.3.2 Áreas de transferencia de calor.

4.3 Comportamiento térmico

Los resultados mostrados en este apartado corresponden a la verificación del dimensionamiento térmico de las diferentes alternativas, mediante balances de energía. Estos cálculos se han llevado a cabo según las expresiones indicadas en los apartados 3.6 Balances de materia y energía del modelo y 3.8 Dimensionamiento térmico.

El software empleado calcula las temperaturas de gas a su paso por los bancos, así como intercambio de calor en cada uno de ellos y las temperaturas de agua/vapor alcanzadas en los mismos, de manera que se cumpla el balance termodinámico global.

Para ampliar la información mostrada en este apartado se aconseja al lector consultar el Anexo II del presente proyecto académico, donde se muestran de forma detallada todos los resultados obtenidos mediante el software HRSG2000, prestado por Foster Wheeler exclusivamente para la elaboración del presente proyecto académico.

4.3.1 Comparativa de temperaturas de lado gases y lado agua vapor

4.3.1.1 Modo UNFIRED

En la siguiente comparación, se han considerado temperaturas de entrada y salida de bancos, tanto del lado gases como del lado agua/vapor.

UNFIRED ALT_1		
BANCO	T _{gas} entrada (°C)	T _{agua/vap} salida (°C)
	T _{gas} salida (°C)	T _{ag/vap} entrada (°C)
RHF1	447	422
	446	414
RHF2	446	414
	439	375
HSF1	439	429
	431	382
RHP1	431	375
	409	263
HSP1	409	382
	387	277
HBB1	387	277
	314	267
HBB2	314	277
	280	267
LSF1	280	226
	279	204
HEC3	279	267
	261	211
LBB1	261	204
	218	200
LEC1	218	200
	179	132
HEC1	218	211
	190	133
PREH	189	132
	150	66

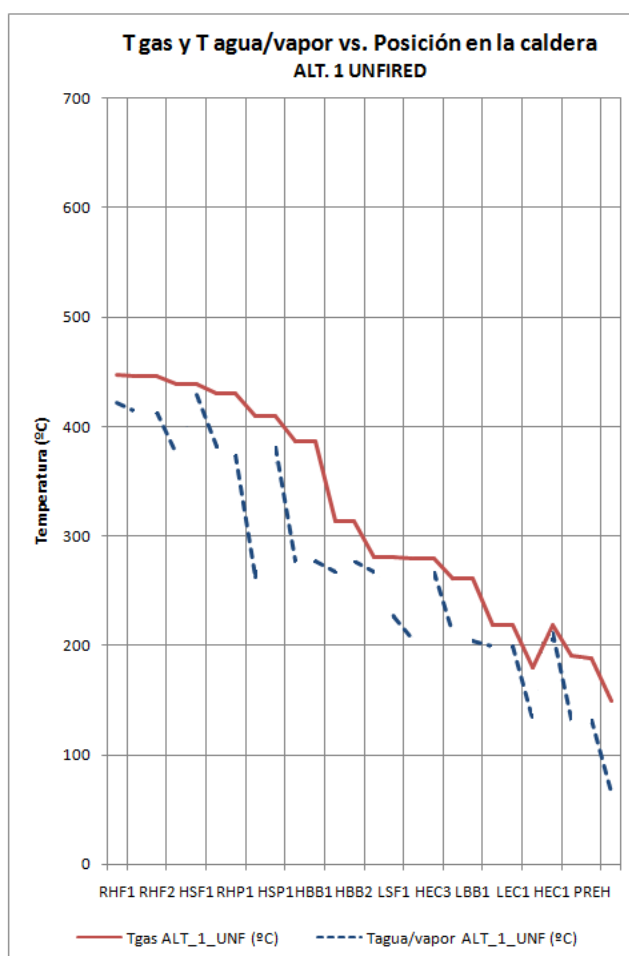


Tabla 4.19 – Temperaturas de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA I UNFIRED

Figura 4.5 - Perfiles de temperatura de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA I UNFIRED

UNFIRED ALT_2		
BANCO	T _{gas entrada} (°C)	T _{agua/vap salida} (°C)
	T _{gas salida} (°C)	T _{ag/vap entrada} (°C)
RFH2	447	419
	439	372
HSF1	439	427
	426	352
RHP1	426	372
	405	266
HSP1	405	352
	388	276
HBB1	388	277
	321	270
HBB2	321	277
	283	270
LSF1	283	237
	281	208
HEC3	281	270
	264	216
LBB1	264	209
	221	197
LEC1	221	197
	162	112
HEC1	221	216
	184	113
PREH	179	112
	149	64

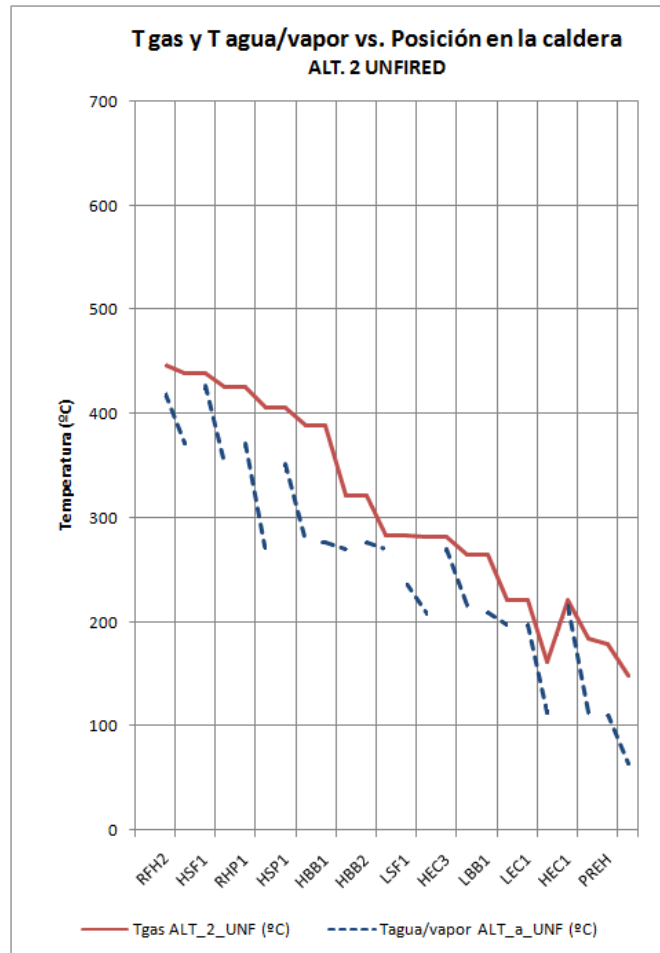


Tabla 4.20 – Temperaturas de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA II UNFIRED

Figura 4.6 – Perfiles de temperatura de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA II UNFIRED

Las correspondientes eficiencias térmicas de a mbas posibles calderas, tratadas como intercambiadores de calor, y calculadas mediante (10) son:

- Alternativa I UNFIRED: 69,26 %
- Alternativa II UNFIRED: 69,43 %

4.3.1.2 Modo COFIRED

En el modo COFIRED (postcombustión) entra en juego un quemador de conducto suplementario, que funciona con el mismo combustible que la turbina de gas. Se ha considerado un quemador de conducto con una potencia de 37 MWt, que provoca un aumento de las temperaturas de gases de 197 °C, con un caudal de gases similar. Ver apartado 3.2.1 Datos de operación.

COFIRED ALT_1		
BANCO	T _{gas entrada} (°C)	T _{agua/vap salida} (°C)
	T _{gas salida} (°C)	T _{ag/vap entrada} (°C)
RHF1	644	565
	637	541
RHF2	637	541
	615	465
HSF1	615	561
	582	445
RHP1	582	481
	542	346
HSP1	542	446
	486	327
HBB1	486	327
	381	287
HBB2	381	327
	331	287
LSF1	331	269
	329	233
HEC3	329	287
	289	213
LBB1	289	233
	248	216
LEC1	248	216
	182	104
HEC1	248	213
	183	105
PREH	183	104
	140	66

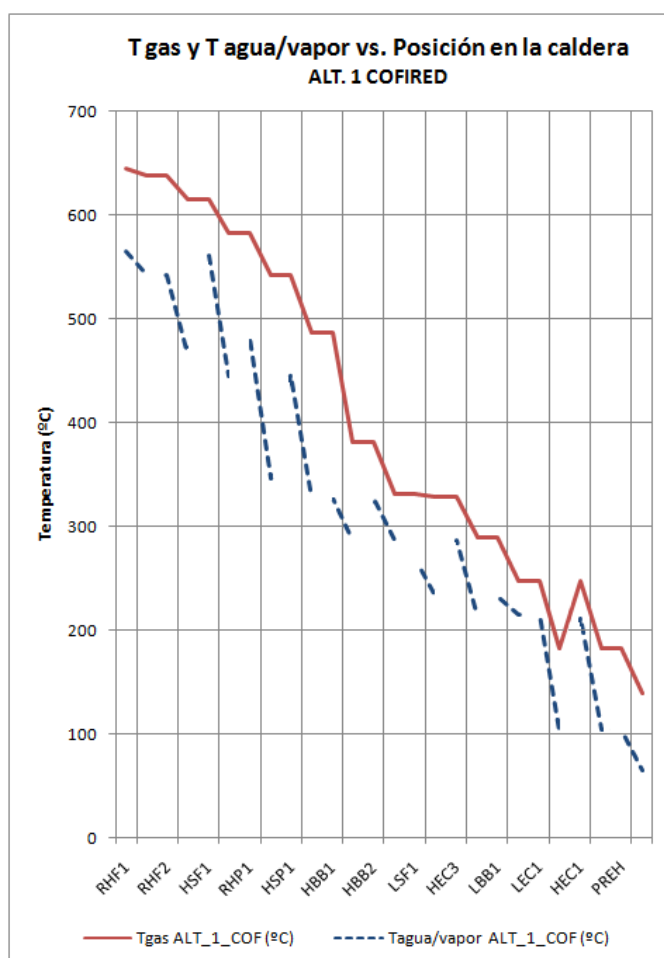


Tabla 4.21 – Temperaturas de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA I COFIRED

Figura 4.7 – Perfiles de temperatura de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA I COFIRED

COFIRED ALT_2		
BANCO	T _{gas entrada} (°C)	T _{agua/vap salida} (°C)
	T _{gas salida} (°C)	T _{ag/vap entrada} (°C)
RFH2	644	559
	618	469
HSF1	618	556
	569	398
RHP1	569	470
	532	346
HSP1	532	398
	492	326
HBB1	492	326
	393	291
HBB2	393	326
	336	291
LSF1	336	269
	334	233
HEC3	334	291
	293	217
LBB1	293	234
	247	210
LEC1	247	210
	159	86
HEC1	247	217
	166	87
PREH	165	85
	135	63

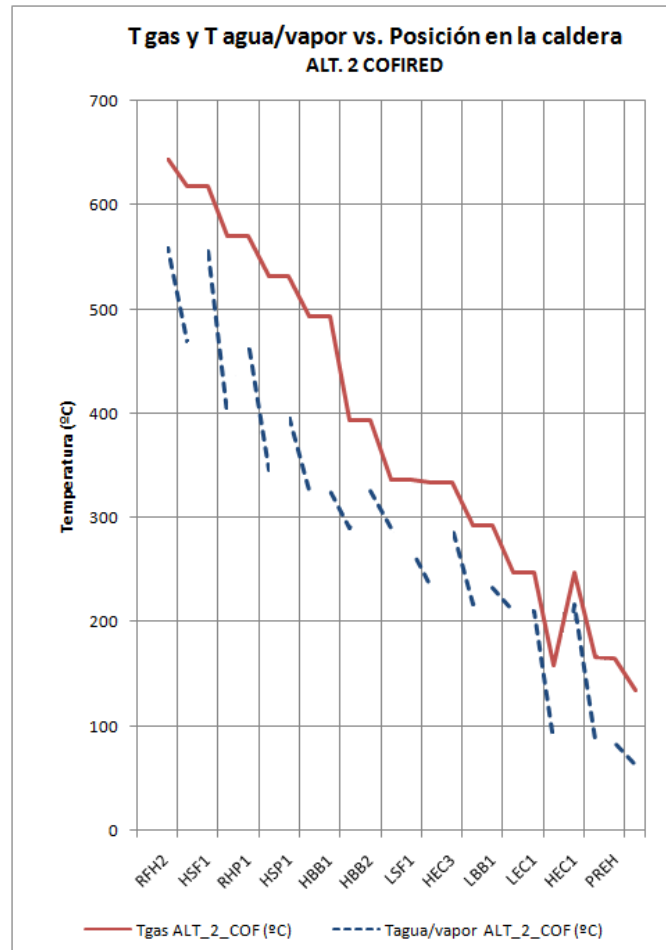


Tabla 4.22 – Temperaturas de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA II COFIRED

Figura 4.8 – Perfiles de temperatura de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA II COFIRED

En este modo de funcionamiento, las eficiencias térmicas, calculadas mediante (10) crecen de manera sustancial:

- Alternativa I COFIRED: 80,64 %
- Alternativa II COFIRED: 81,39 %

4.3.1.3 Discusión sobre comparativa de temperatura de lados gases y lado vapor

Los perfiles de temperaturas observados en ambas alternativas son muy similares. Es un resultado esperable en una comparativa de este tipo, puesto que los dos diseños propuestos se han llevado a cabo para satisfacer la misma demanda.

Los picos que se muestran en las curvas del lado agua/vapor representan las variaciones de temperatura en el mismo. Al estar los intercambiadores dispuestos en c ontra flujo la temperatura de salida de los mismos será mayor que la de entrada. La salida del fluido coincide con la entrada de los gases. Por este motivo, la gráfica del lado agua/vapor no presenta una forma homogénea como la del lado gas.

Contemplando las gráficas, se puede observar el comportamiento característico de los bancos evaporadores frente al resto de intercambiadores. En las figuras 4.19 y 4.20 se aprecia con claridad una caída en picado de la temperatura de gases a su paso por HBB1 y HBB2, frente a una ligera variación de la temperatura en el lado agua/vapor. Es un claro indicativo de que en esos bancos está teniendo lugar el cambio de fase.

En las figuras 4.21 y 4.22 se aprecia un comportamiento similar, aunque menos claro porque el gradiente de t emperaturas entre la entrada y la salida de a gua/vapor es ligeramente mayor, sobretodo en HBB2, cuya superficie de transferencia de calor es mayor.

El comportamiento “anómalo” que presentan las temperaturas al final de las cuatro curvas mostradas (la temperatura del vapor a la salida de HEC1 es mayor que la de los gases a la salida de LEC1) se debe a que los bancos HEC1 y LEC1 están dispuestos en paralelo. Por este motivo, al pasar de LEC1 a HEC1, la gráfica vuelve a considerar la misma temperatura de gases que a la entrada de LEC1.

En referencia a los resultados numéricos observados, se ha podido comprobar que la eficiencia térmica de la caldera ha aumentado mucho en modo COFIRE D. Este drástico aumento de la misma se debe a que, mediante los quemadores de conducto, se consigue aumentar mucho la temperatura de los gases a la entrada de la caldera.

A este hecho se añade que, con el fin de aprovechar este aporte extra de calor lo máximo posible, se ha aumentado el caudal de fluido en el circuito de alta presión, de modo que es capaz de absorber más calor. Como en modo COFIRE D el margen del punto de contacto es superior que en modo UNFIRE D, se puede “agotar” más el gas, de m odo que las temperaturas a la salida de la caldera de recuperación son inferiores.

De modo que en modo COFIRE D se tienen mayores temperaturas de entrada de gases y menores temperaturas de salida de gases, por lo que la cantidad de calor absorbido por la caldera, frente al total recuperable es forzosamente mayor al del modo UNFIRE D.

4.3.2 Áreas de transferencia de calor

Como se ha comentado previamente, las dos opciones tienen geometrías y disposiciones claramente diferenciadas. Las áreas de transferencia de calor se ven claramente afectadas por la modificación de los parámetros geométricos.

Según se ha compactado el diseño original mediante tubos de diámetro exterior mayor y se han reducido las distancias de paso entre tubos, se ha aumentado la densidad de aleta para compensar el efecto de la pérdida de área de transferencia de calor de tubo. Además se ha procurado, en la medida de lo posible, reducir la altura de las mismas, con objeto de maximizar su eficiencia.

El proceso de diseño de la caldera es iterativo, tal y como se ha explicado en el apartado 3.6 Balances de materia y energía del modelo (figura 3.5). El diseñador propone unas geometrías y disposiciones de la caldera, el programa resuelve el balance térmico y se verifica el diseño mecánico (ver figura 3.1). En este caso, se han considerado unas filosofías de diseño determinadas, que se han explicado con anterioridad en el apartado 4.2 Diseño geométrico y mecánico.

Como resultado de este proceso iterativo de optimización del diseño en base a las premisas descritas, se ha obtenido las siguientes modificaciones en las áreas de transferencia de calor, de una alternativa a otra:

ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR BANCO				VARIACIÓN
ALT_1	m ²	ALT_2	m ²	%
RHF1	150			
RHF2	601	RFH2	1.190	58,48
HSF1	1.366	HSF1	1.824	33,48
RHP1	2.508	RHP1	1.726	-31,17
HSP1	1.975	HSP1	1.070	-45,79
HBB1	4.100	HBB1	3.164	-22,84
HBB2	9.927	HBB2	6.440	-35,12
LSF1	74	LSF1	70	-5,02
HEC3	3.088	HEC3	2.151	-30,36
LBB1	4.963	LBB1	4.684	-5,63
LEC1	808	LEC1	997	23,35
HEC1	4.041	HEC1	4.272	5,74
PREH	1.432	PREH	1.277	-10,86
TOTAL	35.033	TOTAL	28.864	-17,61

Tabla 4.23 – Variación de áreas de transferencia de calor entre alternativas

Los resultados mostrados en la tabla 4.23 arrojan que se han minimizado las áreas de transferencia de calor en los intercambiadores de las zonas intermedias. Sin embargo, debido a la naturaleza del método escogido para el dimensionamiento, aumentan las áreas en los bancos que dan producción y en los bancos que dan condiciones de entrada de vapor a los evaporadores.

4.3.2.1 Discusión sobre áreas de transferencia de calor y cantidad de material

Los bancos RHF1 y RHF2 en la ALTERNATIVA I han de compararse con RHF2 en ALTERNATIVA II, dado que se ha reducido el número de bancos de recalentamiento en dicha alternativa. Por este motivo, y como resultado del proceso iterativo llevado a cabo en el diseño de las superficies de transferencia, ha habido que dotar al banco RHF2 de la ALTERNATIVA II de gran cantidad de aletas para alcanzar la producción de vapor requerida.

En los bancos HSF1 el área de transferencia de calor es mayor en la ALTERNATIVA II, aunque las diferencias se reducen, según se observa en la tabla 4.23.

De la tendencia observada en estos primeros bancos de la caldera, según el paso de gases, puede deducirse que, al haber optimizado el diseño principalmente en las secciones intermedias de la caldera, ha habido que maximizar las áreas en los bancos de salida de vapor, para conseguir dar los parámetros requeridos de producción (presión y temperatura).

En la ALTERNATIVA II se ha conseguido reducir drásticamente el área de transferencia de calor en los bancos intermedios, con reducciones del área de transferencia de calor entre 22-45%.

En LSF1, al tratarse de un banco de tubos lisos, la reducción de superficie es menor, puesto que, al no entrar en juego los parámetros geométricos que definen las aletas, el margen de variación es menor.

En los bancos economizadores, se tiene que aumentar el área de los bancos que están en paralelo, HEC1 y LEC1, para la ALTERNATIVA II, manteniendo el criterio de reducción de sección de tubos. Se ha aumentado el número de aletas, a la vez que el número de pasos de los intercambiadores: de los seis originales se ha pasado a nueve para conseguir las condiciones necesarias de entrada en los bancos evaporadores, con el fin de dar la producción (caudal) de vapor requerida, con la nueva geometría de los mismos.

En el precalentador de agua, la reducción del área total del banco viene principalmente suscitada por el cambio de la sección de tubo, así como de la reducción del taño de las aletas empleadas.

Como consecuencia de tratar de reducir la longitud de las aletas, se ha aumentado la relación de superficie de tubo por superficie de aleta, lo que provocará una transferencia de calor al fluido en el interior de los tubos más eficiente, en términos de economía de superficie.

Las medidas tomadas para la modificación del diseño original en la ALTERNATIVA II, han provocado como efecto secundario una reducción en el peso total del conjunto de los bancos de tubos, mostrado en la tabla 4.24. Como se comprobará posteriormente, esto dará lugar a un impacto positivo en los planos económico y constructivo.

PESO DE TUBOS POR BANCO			
ALT_1	kg	ALT_2	kg
RHF1	380	RFH2	3.165
RHF2	1.524		
HSF1	3.467	HSF1	4.852
RHP1	6.362	RHP1	4.592
HSP1	5.011	HSP1	2.848
HBB1	10.404	HBB1	8.418
HBB2	25.188	HBB2	17.136
LSF1	188	LSF1	187
HEC3	7.835	HEC3	5.722
LBB1	12.594	LBB1	12.463
LEC1	2.051	LEC1	2.652
HEC1	10.252	HEC1	11.368
PREH	3.634	PREH	3.397
TOTAL	88.890	TOTAL	76.802

Tabla 4.24 – Peso de tubos por banco

4.3.3 Calor absorbido por los bancos

4.3.3.1 Modo UNFIRED

Con el fin de desglosar el balance energético por banco, en la tabla 4.25 se muestra el calor ganado por cada banco.

ABSORCIÓN DE CALOR EN LOS BANCOS - MODO UNFIRED				
BANCO	ALT_1	Q (MWt)	ALT_2	Q (MWt)
1	RHF1	0,24	RFH2	1,34
2	RHF2	1,11		
3	HSF1	1,20	HSF1	1,98
4	RHP1	3,30	RHP1	3,13
5	HSP1	3,49	HSP1	2,64
6	HBB1	11,04	HBB1	10,15
7	HBB2	5,03	HBB2	5,75
8	LSF1	0,20	LSF1	0,26
9	HEC3	2,64	HEC3	2,56
10	LBB1	6,32	LBB1	6,32
11	LEC1	0,96	LEC1	1,65
11	HEC1	3,41	HEC1	4,48
12	PREH	5,66	PREH	4,44

Tabla 4.25 – Comparativa de calores absorbidos en los bancos, modo UNFIRED

La tabla 4.25 muestra como resultado los calores absorbidos por los bancos para dar las producciones de vapor requeridas en este modo de operación, en las condiciones demandadas por un hipotético Cliente.

Es obvio que en un trabajo como este, en el cual se pretende optar para la opción más adecuada para un mismo fin, los resultados de los calores transferidos son muy similares. En base al diseño iterativo seguido (figura 3.5), y teniendo en cuenta las tolerancias consideradas, la diferencia de calores absorbidos en ambas alternativas es de tan sólo 0,10 MWt (0,22%) a favor de la ALTERNATIVA II en la suma total de calor absorbido.

A continuación, en la figura 4.9 se han representado gráficamente los calores absorbidos por cada banco en las dos alternativas estudiadas, en modo UNFIRED, es decir, sin postcombustión. Los valores son los presentados en la tabla 4.25.

Como puede observarse en la tabla 4.25, al haber desaparecido el banco RHF1, no aparece el valor de la absorción de calor en el mismo.

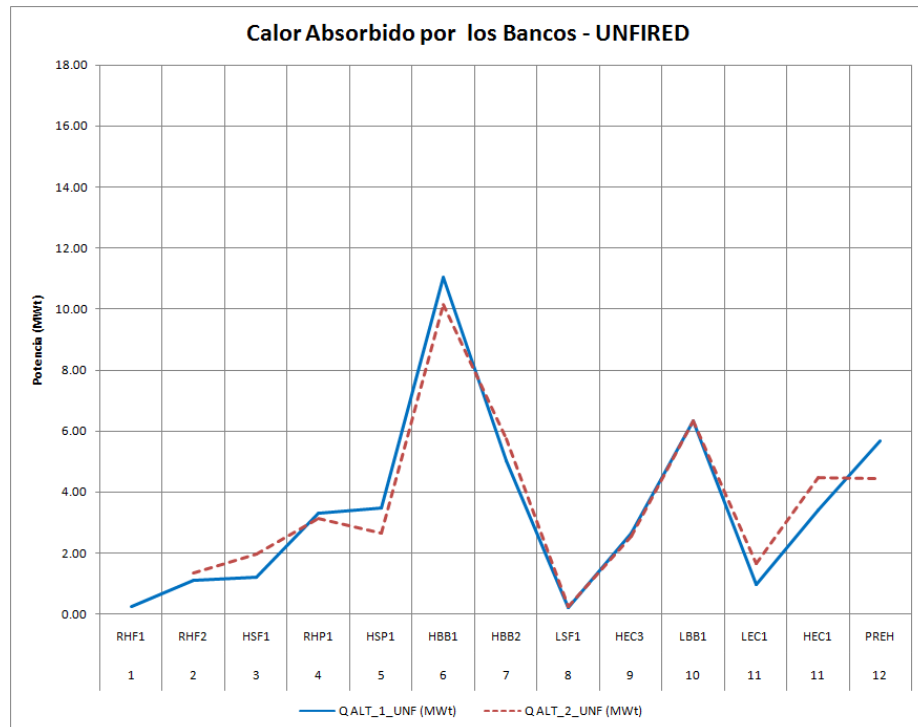


Figura 4.9 – Gráfica de calores absorbidos en los bancos, modo UNFIRED

4.3.3.2 Modo COFIRED

De la misma forma que se ha mostrado en el apartado anterior, en la tabla 4.26 se muestra el calor ganado en cada banco:

ABSORCIÓN DE CALOR EN LOS BANCOS - MODO COFIRED				
BANCO	ALT_1	Q (MWt)	ALT_2	Q (MWt)
1	RHF1	1,12	RFH2	4,33
2	RHF2	3,68		
3	HSF1	5,38	HSF1	7,90
4	RHP1	6,52	RHP1	6,07
5	HSP1	8,84	HSP1	6,32
6	HBB1	16,63	HBB1	15,61
7	HBB2	7,60	HBB2	8,82
8	LSF1	0,36	LSF1	0,39
9	HEC3	6,07	HEC3	6,24
10	LBB1	6,27	LBB1	6,83
11	LEC1	1,63	LEC1	2,49
11	HEC1	8,00	HEC1	9,82
12	PREH	6,39	PREH	4,42

Tabla 4.26 – Comparativa de calores absorbidos en los bancos, modo COFIRED

Se absorbe más cantidad de calor en modo de postcombustión, puesto que se está invirtiendo más energía. Sin embargo, el comportamiento es similar al observado previamente, como se parecía con claridad en la figura 4.10. En este modo de funcionamiento, la diferencia de calores absorbidos en ambas alternativas es de 0,74 MWt (0,92%) a favor de la ALTERNATIVA II en la suma total de calor absorbido.

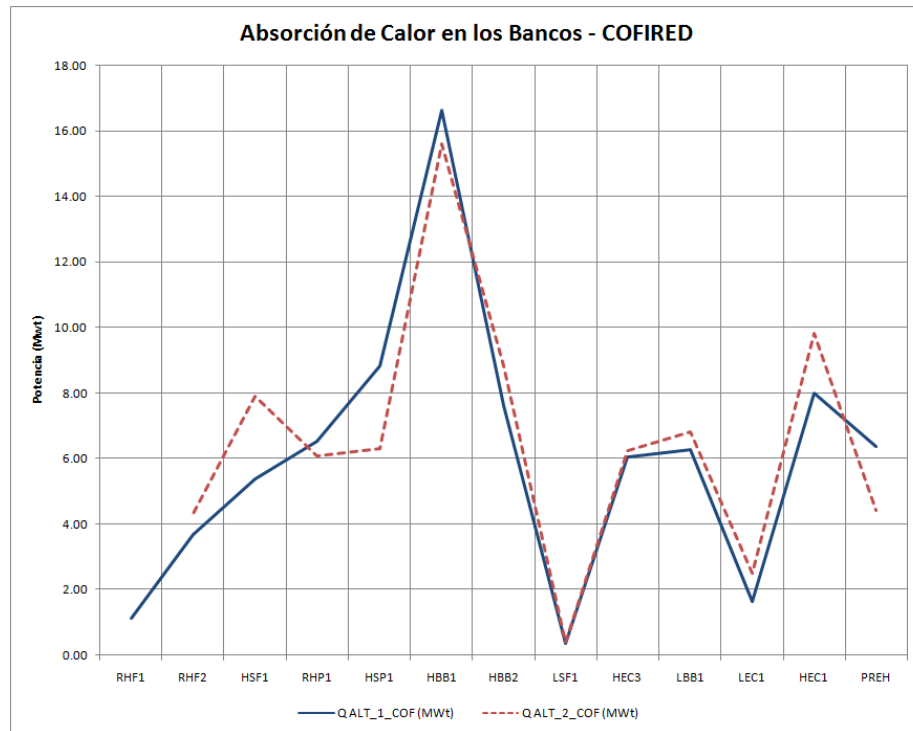


Figura 4.10 - Gráfica de calores absorbidos en los bancos, modo COFIRE

4.3.3.3 Discusión sobre calor absorbido por los bancos

Los picos de absorción de calor que se observan en las figuras 4.9 y 4.10 corresponden a los bancos evaporadores (HBB1, HBB2, LBB1). En ellos, el calor que en otros bancos se usa para aumentar la temperatura del fluido frío, ha de emplearse para provocar el cambio de fase y, para ello, es necesario vencer el calor latente de vaporización del fluido frío.

Como el calor latente de vaporización es mucho mayor que los calores sensibles del líquido y del gas, entonces la gran mayoría del calor se absorbe durante la vaporización del fluido en los evaporadores, provocando un súbito descenso de la temperatura de los gases, tal y como se observa en las figuras 4.5 a 4.8.

En modo COFIRE, los picos de absorción son mayores que en modo UNFIRE, puesto que se está haciendo pasar más caudal de gases a mayor temperatura por la caldera. A la vez, en el circuito de agua/vapor de alta presión, se está haciendo pasar casi el doble de caudal,

como se muestra en la tabla 3.1, de modo que el potencial de recuperación de calor aumenta enormemente.

Sin embargo, por el circuito de media presión se está haciendo pasar el mismo caudal considerado en modo UNFIRED, por tratarse de un circuito auxiliar para aumento de la eficiencia de la caldera, añadiendo su entalpía a la del vapor a la salida de la turbina de alta presión, justo a la entrada del circuito de recalentamiento.

Debido a esta gran diferencia de caudales, en modo COFIRED (figura 4.10) se observa que la absorción neta de calor en los economizadores de alta presión es superior a la de los bancos evaporadores de media presión. Este comportamiento no se observa en modo UNFIRED.

Por otro lado, tal y como se muestra en las figuras 4.9 y 4.10 los bancos con menor absorción de calor son los que tienen tubos lisos. Aunque los coeficientes globales de transferencia de calor en bancos de tubos lisos son superiores a los de bancos de tubos aleteados, en igualdad de condiciones, la gran diferencia de áreas propiciada por la no existencia de aletas, supone un gran hándicap en la absorción de calor.

4.3.4 Coeficientes globales de transferencia de calor, referidos al área exterior de los tubos

4.3.4.1 Modo UNFIRED

Aunque disposición y geometrías de bancos son distintas, el orden lógico dentro de la caldera de recuperación de calor debe permanecer inalterado, puesto que la experiencia ha demostrado que es el más eficiente.

Como consecuencia directa de las modificaciones descritas anteriormente, se ha podido observar una variación el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor en los bancos, según lo reflejado en la tabla 4.27.

La tabla 4.11 refleja la representación gráfica de los valores presentados en la tabla 4.27. al igual que sucede en anteriores gráficas representadas, el lector debe notar la ausencia del banco RHF2, inexistente en la ALTERNATIVA II.

COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR - MODO UNFIRED				
BANCO	ALT_1	U (W/m ² /K)	ALT_2	U (W/m ² /K)
1	RHF1	55,80	RFH2	25,94
2	RHF2	41,10		
3	HSF1	37,24	HSF1	33,72
4	RHP1	14,65	RHP1	21,12
5	HSP1	30,20	HSP1	32,13
6	HBB1	40,76	HBB1	43,83
7	HBB2	39,40	HBB2	45,13
8	LSF1	42,97	LSF1	62,62
9	HEC3	33,38	HEC3	48,93
10	LBB1	41,21	LBB1	46,55
11	LEC1	39,23	LEC1	47,06
11	HEC1	35,65	HEC1	43,77
12	PREH	57,45	PREH	45,98

Tabla 4.27 – Comparativa de coeficientes globales de transferencia de calor, modo UNFIRED

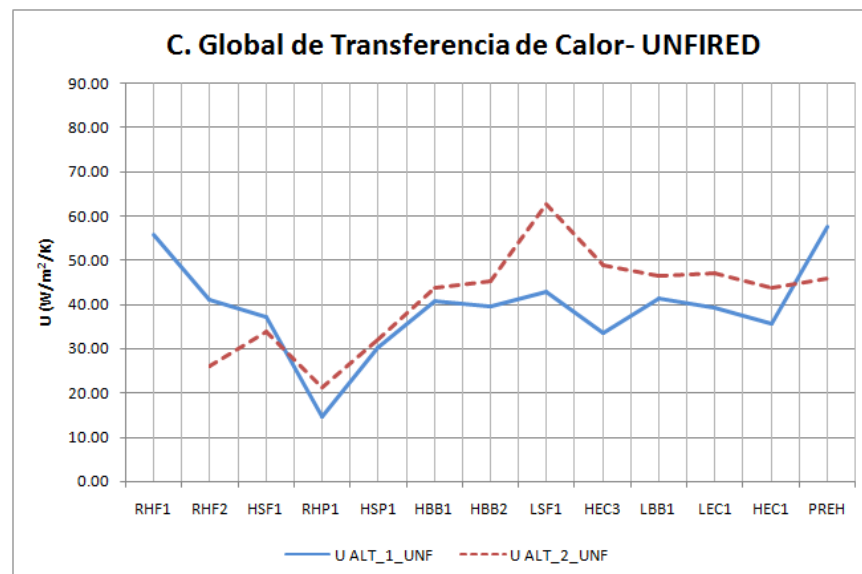


Figura 4.11 – Comparativa entre coeficientes globales de transferencia de calor, modo UNFIRED

RHF1 y RHF2 en la ALTERNATIVA I han de compararse con RHF2 en ALTERNATIVA II, puesto que sólo se dispone de un banco de recalentamiento en este caso. Aunque se trate de 2 bancos, con un paso y dos filas cada uno, el coeficiente de transferencia de calor medio es muy superior al de RHF2 en la ALTERNATIVA II fundamentalmente porque ha habido que dotarlo de gran cantidad de aletas para conseguir una absorción de calor (ver apartado 4.3.3



Calor absorbido en los bancos) similar al de la ALTERNATIVA I para conseguir valores de producción del mismo orden de magnitud. En concreto, se debe tener en cuenta que el banco RHF1 de la ALTERNATIVA I es de tubos lisos, motivo por el cual sus coeficientes de transferencia destacarán sobre los del resto.

En los bancos HSF1 el área de transferencia de calor es mayor en la ALTERNATIVA II, aunque las diferencias se reducen.

Como se ha comentado en el apartado anterior, en la ALTERNATIVA II se ha conseguido reducir drásticamente el área de transferencia de calor en los bancos intermedios. El banco RHP1 lidera un cambio en la tendencia observada en los primeros bancos de la caldera, de modo que entre bancos con igual número de pasos, la reducción de la superficie de transferencia supone un aumento del coeficiente global de transferencia del banco.

Como resultado de la compactación del diseño mediante tubos más estrechos y menor número de filas, la velocidad del fluido por el interior de los tubos aumenta sensiblemente. La transferencia de calor por convección en el lado fluido de los tubos depende directamente del número Nusselt del fluido, de la conductividad térmica del material de los tubos y del diámetro interior de los mismos. Asimismo, el número de Nusselt se evalúa con el número de Reynolds, que también depende del diámetro interno considerado (directamente y como sección) y del caudal circulante por cada tubo.

El número de Reynolds es directamente proporcional al diámetro interior e inversamente proporcional al área de paso del fluido, es decir, la sección interior del tubo. Para los diámetros de tubo manejados Cuando el diámetro interior del tubo se reduce, la sección, que depende del radio interior al cuadrado se reduce más todavía. Por este motivo, el Reynolds aumenta y el Nusselt también. Como resultado, aumenta el coeficiente convectivo del lado vapor.

La consecuencia, por tanto, de reducir el área de transferencia de calor, con aletas más eficientes, a la vez que se consigue aumentar el coeficiente convectivo en estos bancos es responsable del aumento del coeficiente global de transferencia de calor en los mismos.

El banco HSP1 se comporta de forma distinta a lo anteriormente expuesto, puesto que en la ALTERNATIVA I dispone de 3 pasos en 3 filas de tubos y en la ALTERNATIVA II dispone de un único paso. Lo que sucede es que la velocidad en los tubos es mucho mayor en la ALTERNATIVA I puesto que todo el caudal pasa en serie por las 3 filas de tubos. Con esta configuración, se aumenta el tiempo de contacto del fluido con el gas, propiciando DTML menores, como se puede comprobar por los resultados. Resulta, por tanto, un banco mucho más eficiente en la ALTERNATIVA I. Por estos motivos, aunque la superficie de transferencia de calor se ha visto reducida cerca de un 45%, no ha habido un aumento del coeficiente global de transferencia del banco.



En los bancos evaporadores (HBB1, HBB2, LBB1) el fluido cambia de fase. El coeficiente convectivo del fluido se multiplica por 10, aproximadamente, puesto que, al alcanzar la temperatura de saturación a la presión de operación, el calor que en otros bancos se emplea para aumentar la temperatura del fluido frío ha de emplearse para provocar el cambio de fase. Esta energía extra que hace falta es el calor latente de vaporización y, en este caso, es de 1.560 kJ/kg, para los bancos de alta presión, y de unos 1.915 kJ/kg, para los bancos de media presión.

Sin embargo, dada la expresión matemática para el cálculo del coeficiente de transferencia, éste siempre va a estar fuertemente marcado por el coeficiente convectivo del lado gases, que es mucho menor, de modo que a la inversa, el coeficiente convectivo del lado fluido, mucho mayor, va a resultar despreciable.

Al igual que sucedía en los bancos de recalentamiento, se observa un pico en los coeficientes de transferencia de calor en los sobrecalentadores de media presión. Se trata de tubos no aleteados, cuyo valor de coeficiente de transferencia de calor será siempre mayor que el de un tubo no aleteado en las mismas condiciones, debido a su naturaleza geométrica.

En los bancos economizadores, el fluido se encuentra en fase líquida pero se comportará de manera similar a lo explicado para los sobrecalentadores. Ha habido que aumentar el área de los bancos que están en paralelo, HEC1 y LEC1, para la ALTERNATIVA II, manteniendo el criterio de reducción de sección de tubos. Para ello, fundamentalmente ha aumentado el número de aletas y se ha aumentado el número de pasos de los intercambiadores de 6 a 9, motivo por el cual han crecido lo suficiente las velocidades y, con ellas, el coeficiente convectivo para compensar el efecto negativo del área sobre el coeficiente global de transferencia de calor.

A excepción del banco PREH, las calidades de los materiales empleadas para tubos y aletas de ambos casos han sido iguales, de modo que las conductividades térmicas de tubos y aletas en ambos casos serán pues similares.

Como ya se ha indicado la tabla 4.7, en la ALTERNATIVA I se han empleado tubos de SA-178-C y aletas de SA-178-A (ambos aceros al carbono). Sin embargo, en la ALTERNATIVA II, se han empleado tubos de SA-213-TP304H y aletas de SA-213-TP409 (ambos aceros inoxidables). Como puede comprobarse en las tablas de propiedades de materiales [3], cuanto mayor es la composición en aleantes de un acero, menor es su conductividad térmica. Por este motivo, la transferencia de calor en dicho banco en la ALTERNATIVA II se ve penalizada.

4.3.4.1.1 Modo COFIRED

Cuando los quemadores de conducto están activos, el coeficiente global de transferencia de calor en los bancos se comporta por banco según lo reflejado en la tabla 4.28. Los valores numéricos reflejados en dicha tabla se han representado gráficamente en la figura 4.12.

COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR - MODO COFIRED				
BANCO	ALT_1	U (W/m ² /K)	ALT_2	U (W/m ² /K)
1	RHF1	85,66	RFH2	33,04
2	RHF2	51,66		
3	HSF1	44,56	HSF1	41,61
4	RHP1	19,02	RHP1	26,45
5	HSP1	35,99	HSP1	40,36
6	HBB1	41,95	HBB1	45,36
7	HBB2	40,36	HBB2	46,49
8	LSF1	63,18	LSF1	67,44
9	HEC3	35,31	HEC3	51,66
10	LBB1	41,78	LBB1	47,23
11	LEC1	39,74	LEC1	47,74
11	HEC1	37,64	HEC1	45,64
12	PREH	59,21	PREH	46,55

Tabla 4.28 – Comparativa entre coeficientes globales de transferencia de calor, modo COFIRED

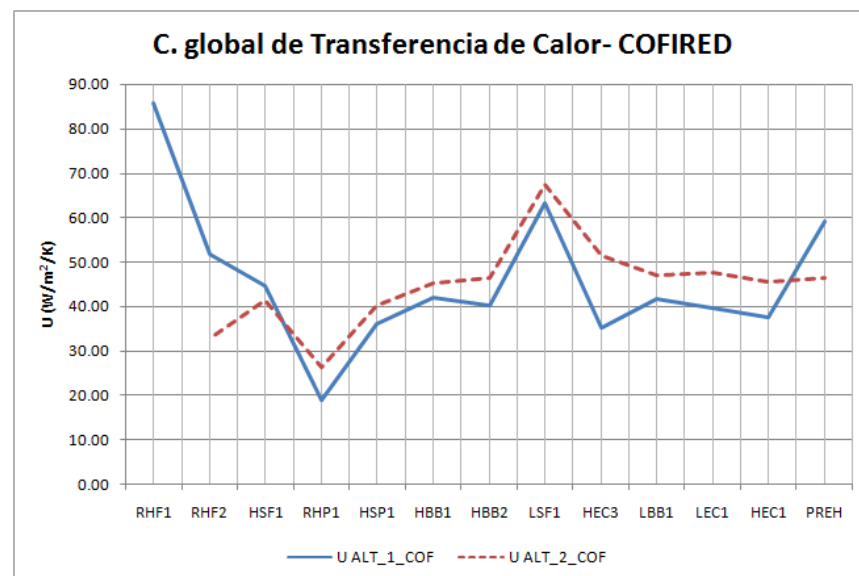


Figura 4.12 – Comparativa entre coeficientes globales de transferencia de calor, modo COFIRED



Los tubos no aleteados tienen una mayor sensibilidad al cambio de condiciones, de modo que si en modo UNFIRED ya existía bastante diferencia entre los coeficientes de transferencia de calor de los bancos del recalentador entre ambas alternativas, se ve acrecentada en mayor cantidad en la primera sección del recalentador, RHF2, que tiene tubos lisos.

Por lo general, puede decirse que las tendencias observadas en modo UNFIRED se mantienen. Sin embargo, cabe destacar que, en el sobrecalentador de media presión LSF1, se ha observado un gran aumento del coeficiente de transferencia del banco para la ALTERNATIVA I, hasta casi equipararse con su valor homólogo en la ALTERNATIVA II.

Esto se debe, por un lado, a las presiones de salida del vapor sobrecalentado de media presión en modo UNFIRED, donde la diferencia es 1 bar menor que la de la ALTERNATIVA II; por otro lado, la producción de los evaporadores de media presión LBB1 en modo COFIRED es algo superior en la ALTERNATIVA I, a la misma presión que su banco homólogo en la ALTERNATIVA II. El coeficiente convectivo es dependiente del Re , como ya se ha explicado, pero también es dependiente del número de Prandtl, que es proporcional a la viscosidad del fluido circulante, que aumenta con la presión. Por ambos motivos se observa una evolución tan significativa en el comportamiento de este banco.

4.4 Reducción de NO_x (SCR)

4.4.1 Sistema de inyección de NH_3

Como el objetivo de reducción de NO_x en ambas alternativas propuestas es el mismo, el sistema de inyección de amoníaco se comporta de la misma forma en ambos casos puesto que, para la misma reducción de NO_x necesitaremos inyectar la misma cantidad de dilución de amoníaco (y aire de atomización, etc.). Se ha dimensionado el sistema teniendo en cuenta las condiciones del modo COFIRED, puesto que serán las más restrictivas, de modo que las necesidades de amoníaco son de 1.587 kg/h dilución (de los cuales sólo 17,2 kg/h son de NH_3 puro).

Se ha estudiado la temperatura que perderían los gases de caldera en cada caso, según el proceso descrito en el apartado 3.11 Dimensionamiento del SCR. La máxima diferencia se dará pues en modo COFIRED, puesto que el quemador de conducto provoca mucho más NO_x que la turbina de gas así que ha habido que inyectar más amoníaco para reducirlo. Para no afectar a las transferencias de calor calculadas en el lado gases, se ha aplicado a la dilución una energía térmica proveniente de una resistencia eléctrica (calentadora), de tal forma que la temperatura de los gases vuelve a su valor inicial antes del SCR. Como se ha explicado previamente, la eficiencia de una resistencia de calentamiento es próxima al 100% [10], por lo que se ha considerado un 99%.

Los resultados han sido:

	ΔT	T gas	cp gas	Caudal gas	Eficiencia	Potencia
	°C	°C	W/kg/°C	kg/h	%	MWe
ALT_1	-0,49	486,40	0,3200	487.515	99	0,08
ALT_2	-0,25	393,10	0,3223	487.515	99	0,04

Tabla 4.29 – Pérdida de potencia máxima debido al AIG

Como puede comprobarse, según los resultados arrojados (tabla 4.29), la pérdida de potencia se duplica en la ALTERNATIVA I, si bien las potencias manejadas no dejan de ser pequeñas comparadas los aproximadamente 44 MWe brutos que produciría el alternador de la turbina de gas en ciclo simple. De este modo, representan pérdidas del 0,18% y del 0,09%, respectivamente.

4.4.2 Catalizador

Para establecer un escenario comparativo válido, se ha escogido como escenario de diseño el modo COFIRE de la ALTERNATIVA I, tal y como se ha indicado con anterioridad. Aunque en los dos casos que se han estudiado el catalizador, está situado en el mismo lugar físico de la caldera, al variar la disposición de los bancos, las condiciones de temperatura en las que el gas llega al mismo varían sensiblemente. Por este motivo, en la ALTERNATIVA I la temperatura a la que los gases llegan al catalizador es de 486 °C, mientras que en la ALTERNATIVA II llegan a 393 °C.

Como se ha mostrado en (62), la correlación de la EPA para la estimación del cálculo del volumen de catalizador necesario, éste depende de la potencia térmica considerada en la caldera, la eficacia de reducción considerada, el *ammonia slip* (65), la cantidad de NO_x base (sin considerar reducción alguna) (64), el azufre del combustible original (66) y la Temperatura de operación del catalizador (67). Todos estos factores permanecen constantes en ambos casos, a excepción de la temperatura de operación.

Para las condiciones de la ALTERNATIVA I se ha estimado la necesidad de un volumen de catalizador de 71,90 m³ mediante (62).

Considerando la curva de la figura 3.14, que muestra la eficiencia de reducción de NO_x del catalizador escogido en las condiciones adecuadas (*ammonia slip* 2 ppmv medidas al 15% exceso de oxígeno), se comprueba que la reducción considerada del 62% es la adecuada, teniendo en cuenta la temperatura de gases a la entrada del SCR calculada para la ALTERNATIVA I.

Sin embargo, y según la misma figura 3.14, con la temperatura de la ALTERNATIVA II se conseguiría una reducción en las mismas condiciones en torno al 69%. Esto significa que, para reducir la misma cantidad de NO_x en la ALTERNATIVA II en las mismas condiciones, pero a una temperatura de 393 °C se necesita una superficie inferior de catalizador a la considerada en el otro caso. Esta disminución se estima proporcional a la eficiencia de reducción necesaria, de modo que se necesitará un 10% menos de área de catalizador en la ALTERNATIVA II, es decir, un 10% menos de volumen.

Teniendo en cuenta la afirmación anterior, el volumen de catalizador estimado para las condiciones de la ALTERNATIVA II será de 64,60 m³.

4.5 Pérdidas de carga en el lado gases

La ALTERNATIVA II ha sido concebida para conseguir un diseño más compacto que, entre otras cosas, minimice las pérdidas de carga en el lado de gas de la caldera y que, de este modo, aproveche la máxima eficiencia de la turbina de gas.

Para conseguirlo, se han tomado las siguientes medidas:

1. Se ha optado por una configuración con un solo banco de recalentamiento.
2. Se ha aumentado la densidad de aleta en los bancos para reducir en la medida de lo posible la cantidad de filas en profundidad de los bancos, sobretudo los evaporadores que son los que mayores pérdidas de carga provocan en el circuito.

4.5.1 Modo UNFIRED

Los resultados de pérdida de carga en el lado gases a través de cada banco de tubos se reflejan en la tabla 4.30.

PÉRDIDA DE CARGA LADO GAS - MODO UNFIRED						
BANCO	ALT_1	DP (mmH ₂ O)	DP ac. (mmH ₂ O)	ALT_2	DP (mmH ₂ O)	DP ac. (mmH ₂ O)
1	RHF1	5,64	5,64	RFH2	14,17	14,17
2	RHF2	8,71	14,35	RFH2	14,17	14,17
3	HSF1	18,19	32,54	HSF1	16,59	30,76
4	RHP1	19,99	52,53	RHP1	17,96	48,72
5	HSP1	18,87	71,40	HSP1	10,69	59,41
6	HBB1	29,06	100,46	HBB1	23,50	82,91
7	HBB2	58,17	158,62	HBB2	39,37	122,28
8	LSF1	1,60	160,22	LSF1	1,42	123,70
9	HEC3	15,95	176,17	HEC3	12,90	136,60
10	LBB1	25,48	201,65	LBB1	24,99	161,59
11	LEC1	24,43	226,09	LEC1	25,30	186,89
11	HEC1	24,89	250,98	HEC1	26,49	213,39
12	PREH	7,52	258,50	PREH	6,20	219,58

Tabla 4.30 – Pérdidas de carga individuales y acumuladas, modo UNFIRED

Al tratarse de pérdidas de carga (DP) pequeñas en términos absolutos, las unidades empleadas son milímetros de columna de agua (mmH₂O). En la tabla 4.30 se muestran las pérdidas de carga a través de cada banco calculadas con el software HRSG2000, así como las pérdidas de carga acumuladas en el circuito (DP ac.), a la altura de cada banco.

Con estos últimos valores se ha construido la gráfica que se puede observar a continuación en la figura 4.13, donde se observa la evolución de la pérdida de carga en el lado gases, para el modo UNFIRED.

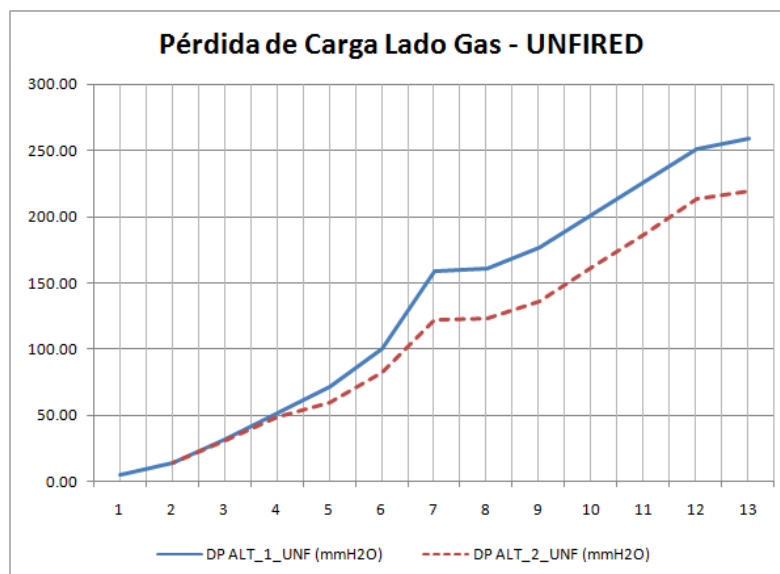


Figura 4.13 – Evolución de la pérdida de carga en el lado gases, modo UNFIRED

4.5.2 Modo COFIRED

Los resultados con los quemadores de conducto activos, se reflejan en la tabla 4.31:

PÉRDIDA DE CARGA LADO GAS - MODO COFIRED						
BANCO	ALT_1	DP (mmH ₂ O)	DP ac. (mmH ₂ O)	ALT_2	DP (mmH ₂ O)	DP ac. (mmH ₂ O)
1	RHF1	7,21	7,21	RFH2	18,62	18,62
2	RHF2	11,35	18,57			
3	HSF1	23,22	41,78	HSF1	21,06	39,67
4	RHP1	24,99	66,78	RHP1	22,23	61,90
5	HSP1	22,68	89,46	HSP1	12,83	74,73
6	HBB1	33,73	123,19	HBB1	27,46	102,18
7	HBB2	65,66	188,85	HBB2	44,68	146,86
8	LSF1	1,80	190,65	LSF1	1,55	148,41
9	HEC3	17,32	207,98	HEC3	14,02	162,43
10	LBB1	27,51	235,48	LBB1	26,92	189,36
11	LEC1	25,58	261,06	LEC1	26,19	215,54
11	HEC1	25,48	286,54	HEC1	26,64	242,19
12	PREH	7,37	293,90	PREH	5,97	248,16

Tabla 4.31 – Pérdidas de carga individuales y acumuladas, modo UNFIRED

Al igual que en el apartado anterior, se ha construido una gráfica que se puede observar a continuación en la figura 4.14, donde se observa la evolución de la pérdida de carga en el lado gases para el modo COFIRED, sin tener todavía en cuenta la influencia del catalizador.

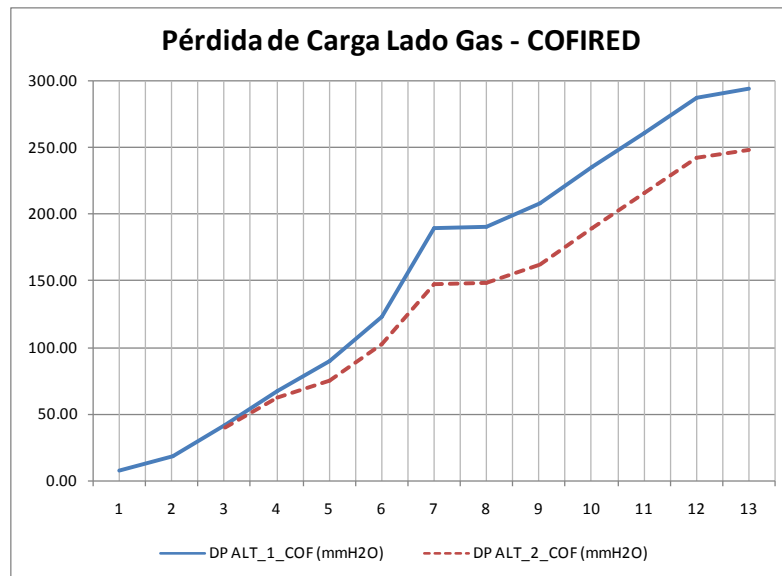


Figura 4.14 – Evolución de la pérdida de carga en el lado gases, modo COFIRED

4.5.3 Discusión de resultados pérdidas de carga en el lado gas por efecto de los tubos

Como el caudal másico de gases de escape de turbina se mantiene constante y el perfil de temperaturas de gases se comporta de manera similar en cada caso (siempre comparando casos UNFIRED y COFIRED por separado), en base a la expresión que se ha considerado para el cálculo de la pérdida de carga, los factores que más afectan a este parámetro son el diámetro de tubo, el número de filas de tubos consideradas para cada banco y el espaciado transversal de cada banco.

Para la ALTERNATIVA II, se ha obtenido una reducción de pérdida de carga significativa hasta los bancos paralelos, propiciada principalmente por la reducción del diámetro de tubo, manteniendo pasos transversales similares, esto es, aumentando o manteniendo el área libre de paso frontal de los bancos. Un banco muy representativo es HSP1 donde se da una reducción de 8,18 mmH₂O y 9,85 mmH₂O en modo UNFIRED y COFIRED, respectivamente, puesto que se combinan reducción de diámetro y de número de filas por banco con un aumento del espaciado longitudinal.

Al mismo tiempo, y manteniendo la filosofía de compactar el diseño, se ha conseguido reducir o igualar el número de filas de tubos por banco, con la consecuente mejora en lo que a pérdida de carga se refiere. La excepción ha sido el banco HSF1, que se ha dispuesto en 2



pasos con 4 filas en total para alcanzar la producción requerida. Sin embargo, al haberse dispuesto los tubos en línea en lugar de al tresbolillo, se ha conseguido mejorar ligeramente el resultado de su banco homólogo en la ALTERNATIVA I.

Mención aparte merece el banco RHF2 que, aunque supera la pérdida de su banco homólogo en la ALTERNATIVA I, se debe tener en cuenta que en realidad se ha reducido el diseño del recalentador y se le han añadido aletas sólidas para adaptarlo a un único banco. De modo que se puede decir que, en términos de pérdida de carga habría que comparar RHF2 de la ALTERNATIVA II con RHF1+RHF2 de la ALTERNATIVA I, pudiéndose comprobar que el resultado es similar.

Como ya se ha comentado previamente, aunque se ha perpetuado la idea de reducir el diámetro de tubos del banco, en la ALTERNATIVA II se ha necesitado aumentar la superficie de intercambio de calor de HEC1 para conseguir valores de punto de aproximación asumibles en HBB2. Al tratarse de un banco dispuesto en paralelo, LEC1 debe tener el mismo número de filas y el mismo diámetro exterior de tubos, para minimizar las posibles asimetrías por la distribución de temperaturas de los gases a su paso por los bancos.

Por este motivo, ha habido que pasar de 6 a 9 filas de tubos en cada uno de estos bancos, lo que ha penalizado la pérdida de carga en esta última sección de la caldera. Como contrapunto, dado que las temperaturas de gases son menores al recuperarse más calor, el factor de corrección de temperatura ha mitigado el crecimiento de la pérdida de carga en dichos bancos (gases más fríos, menor volumen específico y, por tanto, menores velocidades).

4.5.4 Pérdidas de carga a través del sistema de reducción de NO_x

Como consecuencia directa del resultado obtenido en apartado 4.4.2 Catalizador, en la ALTERNATIVA II se necesita un monolito con un volumen un 10% menor para una reducción de NO_x similar.

Aunque este tipo de catalizadores está diseñado para minimizar la pérdida de carga, el hecho de necesitar menos área superficial para obtener una reducción de NO_x adecuada, provocará una variación positiva en la pérdida de carga a través del mismo.

Supuestos 20 módulos de catalizador en la ALTERNATIVA I para conseguir el volumen total requerido, en la ALTERNATIVA II se necesita un 10% menos de volumen, de modo sólo 20 módulos serán requeridos en este caso. Aplicando la expresión para la pérdida de carga en el catalizador propuesta, las pérdidas de carga totales a través del sistema de reducción de NO_x son:

- ALTERNATIVA I: 75 mmH_2O (15 mmH_2O deflectores y 60 mmH_2O catalizador).
- ALTERNATIVA II: 69 mmH_2O (15 mmH_2O deflectores y 59 mmH_2O catalizador).

Aunque es previsible que en modo UNFIRED sean algo menores (aunque no mucho) se han considerado iguales, de modo que se ha obtenido un resultado global algo más conservador.

De modo que puede decirse que las pérdidas de carga totales de los gases a su paso por la caldera es de:

- ALTERNATIVA I: 333,50 mmH_2O (UNFIRED) / 368,90 mmH_2O (COFIRED)
- ALTERNATIVA II: 288,58 mmH_2O (UNFIRED) / 317,16 mmH_2O (COFIRED)

Las comparativas gráficas quedarían pues según lo reflejado a continuación en las figuras 4.15 y 4.16:

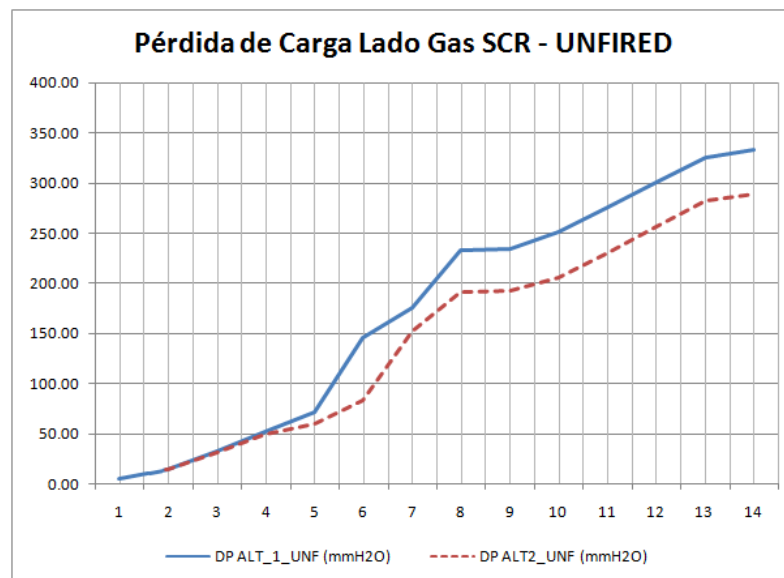


Figura 4.15 – Evolución de la pérdida de carga en el lado gases considerando el efecto del SCR, en modo UNFIRED

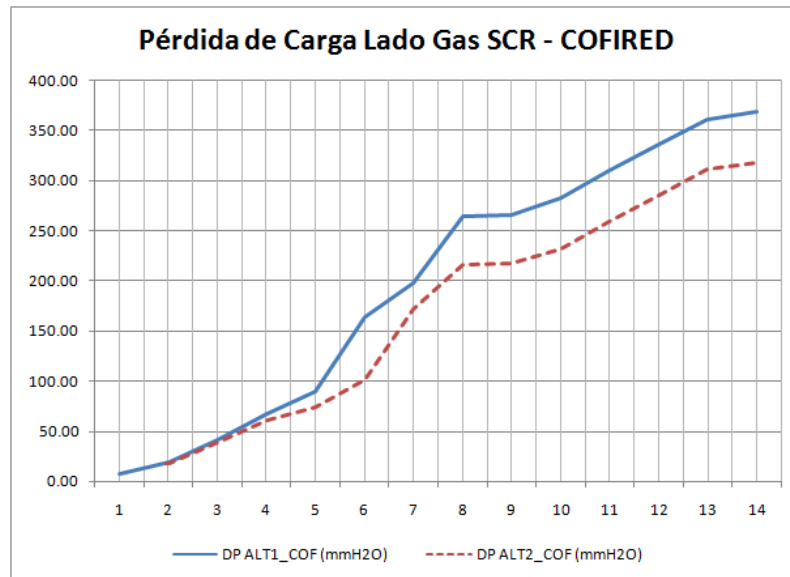


Figura 4.16 – Evolución de la pérdida de carga en el lado gases considerando el efecto del SCR, en modo UNFIRED

Las nuevas zonas de repentino ascenso de pérdida de carga reflejadas en las figuras 4.15 y 4.16 representan el efecto del catalizador en la evolución de la pérdida en el lado gas, a través de la caldera.

5 ESTUDIO ECONÓMICO

A continuación se detalla el desglose del presupuesto para cada alternativa. Al final de cada punto se hace una comparativa de precios.

Los precios de los distintos equipos mostrados en este párrafo, han sido escogidos tras revisar precios de varios reputados suministradores nacionales e internacionales, con el fin de alcanzar cifras lo más fidedignas posible.

Los pesos considerados para la estimación económica de los bancos de tubos de que se componen las dos alternativas propuestas en el presente proyecto académico son los mostrados previamente en la tabla 4.23.

Los pesos de los colectores se han estimado en base su diámetro, espesor y un valor de densidad del acero como 7.850 kg/m³. Igualmente, se ha considerado que la longitud es 3 m, algo superior a la anchura interior del paso de gases de la hipotética caldera. En calderas de recuperación de calor, los calderines siempre están situados a la intemperie sobre la estructura que soporta la caldera y sin ningún obstáculo que limite sus dimensiones en el sentido transversal al paso de gases, como se muestra en los planos adjuntos en el Anexo I.

Puesto que los calderines no son sólo chapa y contienen elementos internos, cuyo peso ha de sumarse al de la virola y los fondos de los mismos, para la estimación de sus pesos se ha calculado un peso en base a los mismos parámetros que en el caso de colectores y se le ha añadido un 15% extra para contabilizar los internos y los refuerzos de los fondos hemisféricos.

5.1 Presupuesto de partes a presión

5.1.1 Bancos de tubos

Con las modificaciones geométricas llevadas a cabo para la ALTERNATIVA II, se han conseguido reducciones de peso considerables. En ese caso hay más tubos pero, por lo general, se han considerado menos filas por bancos. Aparte de ello, en los resultados del dimensionamiento mecánico se observa cómo para tubos de menor diámetro, es necesario menor espesor para condiciones similares de presión y temperatura.

Considerando los pesos anteriores y los materiales de los tubos especificados en el apartado 4.2 Diseño geométrico y mecánico, los precios de los tubos, incluyendo el aleado y el coste del mecanizado para curvar los mismos los mostrados en la tabla 5.1 (ALTERNATIVA I) y 5.2 (ALTERNATIVA II):

Material	Precio (EUR/kg)	Cantidad (kg)	TOTAL (EUR)
SA-213-TP304H	3,50	5.371	18.799
SA-213-T22	2,25	11.373	25.589
Acero al Carbono	1,75	72.146	126.255

Tabla 5.1 – Desglose de precios de tubos, ALTERNATIVA I

Material	Precio (EUR/kg)	Cantidad (kg)	TOTAL (EUR)
SA-213-TP304H	3,50	11.415	39.952
SA-213-T22	2,25	7.441	16.741
Acero al Carbono	1,75	57.947	101.407

Tabla 5.2 – Desglose de precios de tubos, ALTERNATIVA II

Según los resultados mostrados en las tablas 5.1 y 5.2, aunque el uso de acero inoxidable en la fabricación del precalentador penaliza económicamente a la ALTERNATIVA II, se ve compensada por la reducción del peso global de los bancos.

5.1.2 Colectores

Dada la distinta disposición de bancos en cada una de las alternativas, la disposición de los colectores variará en función de la misma.

PESO DE COLECTORES POR BANCO			
ALT_1	kg	ALT_2	kg
RHF1	366	RFH2	366
RHF2	366		
HSF1	835	HSF1	835
RHP1	331	RHP1	331
HSP1	547	HSP1	273
HBB1	729	HBB1	729
HBB2	1.417	HBB2	1.214
LSF1	193	LSF1	193
HEC3	506	HEC3	607
LBB1	633	LBB1	633
LEC1	177	LEC1	253
HEC1	226	HEC1	322
PREH	253	PREH	253
TOTAL	6.578	TOTAL	6.010

Tabla 5.3 – Peso de colectores por banco

A tenor de los resultados reflejados en la tabla 5.3, puede decirse que la reducción de número de filas en los bancos también afecta positivamente al peso de los colectores, cuya cantidad se ve reducida también, como se había remarcado en el apartado 4.2.5 Análisis de diferencias geométricas.

Por tanto, considerando los pesos anteriores y los materiales de los colectores especificados en el apartado 4.2 Diseño geométrico y mecánico, los precios de los colectores, incluyendo la soldadura de los tubos a los mismos, son los reflejados en las tablas 5.4 (ALTERNATIVA I) y 5.5 (ALTERNATIVA II).

Material	Precio (EUR/kg)	Peso (kg)	Precio (EUR)
SA-335 P91	5,00	1.566	7.831
SA-335 P22	4,00	878	3.510
SA-106 GrB	2,00	4.134	10.335

Tabla 5.4 – Desglose de precios de colectores, ALTERNATIVA I

Material	Precio (EUR/kg)	Peso (kg)	Precio (EUR)
SA-335 P91	5,00	1.454	7.270
SA-335 P22	4,00	604	2.417
SA-106 GrB	2,50	3.952	9.880

Tabla 5.5 – Desglose de precios de colectores, ALTERNATIVA II

El uso de acero inoxidable en los colectores del precalentador se ve compensado porque desaparecen los colectores de inoxidable correspondientes al RHF1 en la ALTERNATIVA II.

Los precios consideran también la fabricación de los colectores, incluyendo soldadura y material para las tapas de los colectores, así como la soldadura de los tubos de los bancos a los mismos.

5.1.3 Calderines

En ambas alternativas, el peso total, incluyendo internos, del calderín de alta presión es de 39.101 kg mientras que el del calderín de media presión, mucho más pequeño, es de 4.939 kg. Estos pesos se han tabulado junto con el precio del conjunto en la tabla 5.6.

Material	Precio (EUR/kg)	Peso (kg)	Precio (EUR)
SA-302 C	4,00	39.101	156.404
SA-516 Gr70	2,75	4.939	13.582

Tabla 5.6 – Desglose de precios de calderines, ambas alternativas

Estos precios consideran la fabricación de los calderines mediante las virolas de los cuerpos cilíndricos y los fondos hemiesféricos de los mismos. El ensamblaje de estos elementos está asimismo considerado.

5.1.4 Válvulas de seguridad

Se han considerado válvulas de seguridad para ambos calderines, así como el precalentador. Las válvulas de seguridad sirven para aliviar la presión del circuito en caso de fallo de caldera. Se disponen en los sistemas por parejas, de modo que si el fallo es puntual la presión puede liberar por una de ellas, la tarada a menor presión de disparo.

Sin embargo, si el fallo es más grave y se pone en peligro las presiones consideradas en el diseño de los componentes de la caldera, dispararán ambas con el fin de aliviar la presión a la mayor brevedad posible.

El precio de la válvula aumentará cuanto mayor sea la presión de disparo necesaria. Así ha sido reflejado en la tabla 5.7.

Equipo	Precio (EUR/u)	Cantidad	TOTAL (EUR)
Calderín alta presión	15.000	2	30.000
Calderín media presión	10.000	2	20.000
Precalentador	5.000	2	10.000

Tabla 5.7 – Desglose de precios de válvulas de seguridad, ambas alternativas

5.1.5 Presupuestos de fabricación de partes a presión para cada alternativa

A continuación, en la tabla 5.8 se describen los subtotales de los equipos anteriormente descritos, para cada una de las alternativas consideradas en el estudio.

Equipo	ALTERNATIVA I (EUR)	ALTERNATIVA II (EUR)
Bancos de tubos	170.644	158.100
Colectores	21.676	19.567
Calderines	169.986	169.986
Válvulas de seguridad	60.000	60.000

Tabla 5.8 – Resumen de precios partes a presión, ambas alternativas

Por tanto, el presupuesto total de material y fabricación de partes a presión es:

- ALTERNATIVA I: 422.306 EUR
- ALTERNATIVA II: 407.653 EUR

5.2 Nuevo sistema de combustión suplementario

Este sistema incluye para ambos casos el mismo alcance:

Equipo	Cantidad	Precio (EUR/u)	Precio (EUR)
Quemadores	5 rampas	28.400	142.000
Ignitores	5	3.000	15.000
Detectores	5	1.000	5.000
Tren de válvulas ppal.	1	21.250	21.250
Frontales de quemadores	5	5.200	26.000
Aire de refrigeración para ignitores (ventilador y tubing)	1	15.750	15.750
Tuberías de interconexión	1	9.000	9.000

Tabla 5.9 – Precios de nuevo sistema de combustión, ambas alternativas

En base a lo reflejado en la tabla 5.9, el presupuesto total para el nuevo sistema de combustión suplementaria, válido para ambas alternativas, es de 234.000 EUR.

5.3 Equipo de impulsión para el sistema agua/vapor

El equipo típico de impulsión de una caldera de recuperación que funciona con circulación natural está compuesto únicamente por las bombas de agua de alimentación. El esquema típico en una instalación industrial de este tipo constaría de 2 bombas horizontales multietapa, capaces de dar el 100% de carga cada una de ellas, para asegurar el suministro de agua en caso de avería. Estas bombas se caracterizan por tener varios rotores montados en el mismo eje. Trabajan en serie, es decir, la primera etapa succiona el agua aumentando su presión; cuando pasa a la siguiente, la presión vuelve a aumentar, y así sucesivamente. Sirven para trabajos en condiciones de alta presión y aseguran gran flexibilidad de operación.

En este caso, ambos diseños propuestos se han llevado a cabo con un precalentador de agua de alimentación. Este banco incluye necesariamente una bomba de recirculación de agua, que se ocupará de recircular el caudal de agua requerido, hasta que se asegure la temperatura adecuada de agua a la entrada de los economizadores. Normalmente se emplean para este propósito bombas centrífugas de una sola etapa, puesto que los requisitos de presión y temperatura en estos equipos no son en ningún caso exigentes.

Se incluyen los equipos y materiales indicados en las tablas 5.10 (ALTERNATIVA I) y 5.11 (ALTERNATIVA II):

Equipo (ALTERNATIVA I)	Cantidad	Precio (EUR/u)	Precio (EUR)
Bomba de agua alimentación	2	26.750	53.500
Bomba de recirculación	2	9.750	19.500
Tuberías de interconexión	1	21.200	21.200

Tabla 5.10 – Precios de equipos de impulsión para el sistema agua/vapor, ALTERNATIVA I

Equipo (ALTERNATIVA II)	Cantidad	Precio (EUR/u)	Precio (EUR)
Bomba de agua alimentación	2	29.425	58.850
Bomba de recirculación	2	10.725	21.450
Tuberías de interconexión	1	21.200	21.200

Tabla 5.11 – Precios de equipos de impulsión para el sistema agua/vapor, ALTERNATIVA II

El caudal de agua recirculado por el precalentador difieren sensiblemente en ambas alternativas. Por este motivo, se han estimado precios algo superiores de las bombas de recirculación en la ALTERNATIVA II, según se refleja en 5.10. Así mismo, al ser ligeramente superior la pérdida de carga del circuito en dicha alternativa, también se ha mayorado el precio de sus bombas de agua de alimentación.

Por tanto, el presupuesto total del equipo de impulsión del circuito agua/vapor es:

- ALTERNATIVA I: 94.200 EUR
- ALTERNATIVA II: 101.500 EUR

5.4 Sistema de reducción de emisiones de NO_x

Está compuesto principalmente por el SCR, el AIG y sus elementos asociados:

- Sistema de inyección de amoníaco (AIG)
- Catalizador monolítico

Como las cantidades de dilución de amoníaco inyectadas son las mismas en cada caso, el sistema de distribución del amoníaco será el mismo.

Sin embargo, a tenor de los resultados obtenidos en el dimensionamiento del catalizador, la ALTERNATIVA II necesita menos superficie activa para satisfacer los requerimientos. Esto se

traduce en menor volumen de catalizador, que supondrá un impacto económico proporcional en el reactor monolítico.

El suministro del sistema de inyección de amoníaco considerado incluye los inyectores de dilución en la corriente de gases, los bastidores de válvulas y bombas necesarios para la dosificación del suministro, así como las resistencias calentadoras dimensionadas. También deben incluirse el tanque de almacenamiento de dilución y la estación de suministro de amoníaco, un sistema mediante el cual los camiones que transportan el fluido son capaces de descargar la mercancía al tanque.

De modo que, para la ALTERNATIVA I, los precios serán según se muestra en la tabla 5.12:

Equipo (ALTERNATIVA I)	Cantidad	Precio (EUR/u)	Precio (EUR)
Monolito	1	200.000	200.000
AIG	1	400.000	400.000

Tabla 5.12– Precios de sistema de reducción de NO_x, ALTERNATIVA I

Para la ALTERNATIVA II, los precios serán según se muestra en la tabla 5.13:

Equipo (ALTERNATIVA II)	Cantidad	Precio (EUR/u)	Precio (EUR)
Monolito	1	180.000	180.000
AIG	1	400.000	400.000

Tabla 5.13 – Precios de sistema de reducción de NO_x, ALTERNATIVA II

El catalizador monolítico es un suministro caro, debido al uso extensivo de metales raros, como el titanio o el wolframio. El proceso de fabricación es complejo y los requisitos de calidad muy exhaustivos. Pero lo que incrementa el precio realmente es la garantía emisiones que proporciona este tipo de sistemas, que debe cubrir la totalidad de la vida del catalizador, en general unos 3 años de operación continuada, un riesgo considerable.

Por tanto, el presupuesto total del sistema de reducción de emisiones de NO_x es:

- ALTERNATIVA I: 600.000 EUR
- ALTERNATIVA II: 580.000 EUR

5.5 Instrumentación, control y dispositivos eléctricos

Tras una reforma como la que se propone en el presente proyecto, habrá de rediseñarse toda la lógica del sistema de control de la caldera de la cogeneración, que está compuesta por muy diversos elementos que van desde indicadores, transmisores de presión, termopares, etc. hasta paneles de conexionado y cajas locales para comunicación de sistemas de control. El suministro de estos elementos es, pues, clave el correcto funcionamiento de la caldera.

Dado que las alternativas propuestas únicamente se diferencian en disposición de bancos y dimensiones de tubos, el presupuesto para instrumentación, control y dispositivos eléctricos no variará apreciablemente en cualquiera de ambas opciones. Por este motivo, y en base a los precios típicos manejados en este tipo de suministros, se consideran 75.000 EUR en componentes para ambas alternativas.

Ha de tenerse en cuenta que, en un retrofit se aprovecha toda la instalación existente, de modo que sólo hay que añadir los nuevos elementos y sólo en caso de incompatibilidades o falta de capacidad de paneles o cajas locales se opta por la sustitución de equipos existentes.

5.6 Montaje y puesta en marcha

En este apartado se incluye el coste del montaje y la puesta en servicio de la caldera de recuperación, así como las horas de supervisión. Está incluida toda la mano de obra, maquinaria (grúas, polipastos, plegadoras, etc.), herramientas (pistolas de soldadura, tróqueles, biseladoras, etc.) y consumibles (electrodos, pintura, tornillos y tuercas, etc.) así como los ensayos no destructivos que fuera necesario realizar para asegurar la calidad en la factura de la obra (líquidos penetrantes, radiografiado, partículas magnéticas, etc.).

Para la subcontrata de montaje y puesta en marcha, el valor típico para estimaciones de retrofits se encuentra entre el 30% y el 40% del precio total de venta del contrato. El peso de los elementos que se van a izar y la dificultad de las maniobras que vayan a llevarse a cabo son algunos de los motivos que podrían encarecer un montaje.

En el caso de la ALTERNATIVA I, considerando los mayores pesos del conjunto de partes a presión y dada la complejidad de las maniobras que habría que llevar a cabo para la inserción de los bancos en las bahías 2 y 3 por el reducido margen de espacio considerado, se va a cuantificar como el 40% del total, mientras que se ha considerado el 37,50% en la ALTERNATIVA II. Consultar planos adjuntos en Anexo I para mayor detalle.

Por tanto, el presupuesto total del montaje mecánico y eléctrico será:

- ALTERNATIVA I: 2.860.448 EUR
- ALTERNATIVA II: 2.490.809 EUR

5.7 Gestión del proyecto e ingeniería de proyecto

En el caso hipotético de que un proyecto similar al propuesto se llevara a cabo realmente, deberían considerarse en el presupuesto los costes típicos de horas de ingeniería.

En esta partida se incluyen los costes de personal necesarios para la ejecución del proyecto (control del proyecto, ingeniería, delineación y control de calidad y gastos generales). Los precios de las horas de ingeniería se han estimado tomando como referencia los ratios propios de Foster Wheeler.

Concepto	Personas	Horas/hombre	Precio (EUR/h)	Precio (EUR)
Gestión de proyecto	2	2.700	45,00	243.000
Ingeniería	3	2.700	50,00	405.000
Delineación	2	2.160	40,00	172.800
Control de calidad	2	1.080	55,00	118.800
Control de costes	1	1.350	50,00	67.500
Compras	2	270	55,00	29.700
Montaje y PEM	8	810	40,00	259.200
Gastos generales (luz, etc.)	2%			25.920

Tabla 5.14 – Desglose de precios de ingeniería, ambas alternativas

Por tanto, el presupuesto total de la ingeniería y gestión del proyecto que arrojan los valores considerados en la tabla 5.14 será de 1.321.920 EUR, para ambas alternativas. Como puede comprobarse, la ingeniería de un proyecto de este tipo tiene un impacto muy superior en el precio final que en un proyecto al uso.

Este desglose de horas no está relacionado con el coste económico de realización del proyecto académico, que se ha detallado en el párrafo 7 del presente informe.

5.8 Provisión de contingencia

Por un lado incluye un margen del 2% sobre el total del precio de venta para cubrir cualquier imprevisto que pudiera surgir (problemas con los suministradores o excesos de horas durante las fases de montaje o puesta en marcha). En proyecto de esta magnitud, el 2% del precio

total del contrato asciende a unos 140.000 EUR, que debería ser más que suficiente para resolver cualquier problema de esta índole.

Por otro lado, se considera el seguro necesario para llevar a cabo un trabajo de esta magnitud, que debe considerar, aparte del seguro de los suministros a cargo de Foster Wheeler, el seguro de los bienes preexistentes en la planta donde se van a desarrollar los trabajos y debe cubrir al contratista hasta el final del período de garantía, esto es típicamente 48 meses desde la adjudicación. Se ha considerado un coste del 4% sobre el precio de venta, en base a los porcentajes estándares que manejan las aseguradoras en pólizas similares.

Esto supone, pues:

- ALTERNATIVA I: 429.067 EUR
- ALTERNATIVA II: 398.529 EUR

5.9 Margen de beneficio

Se establece un beneficio esperado del 16 % sobre el precio de venta de la caldera, de modo que:

- ALTERNATIVA I: 1.144.179 EUR
- ALTERNATIVA II: 1.062.745 EUR

5.10 Precios finales de venta

Recogiendo todos los precios calculados para cada una de las partidas anteriormente mencionadas, se obtienen los siguientes precios de venta, para cada una de las alternativas:

- ALTERNATIVA I: 7.151.121 EUR
- ALTERNATIVA II: 6.642.157 EUR

La alternativa más económica es, con un margen de medio millón de euros, la ALTERNATIVA II.

Estos valores son una mera estimación económica del hipotético coste de diseño y suministro de un proyecto similar al propuesto, en caso de que se llevase a cabo realmente.

6 CONCLUSIONES

6.1 Resumen de los principales resultados

6.2 Alternativas de diseño

En el presente proyecto se han propuesto dos configuraciones de calderas distintas, con cantidades, tamaños y tipos de tubos distintos, con distintas configuraciones de bancos, superficies de transferencia de calor, etc. que satisfacen los mismos requisitos de operación, según lo especificado en el apartado 3.2 Bases de diseño. El generador de vapor consta de dos circuitos, uno de alta presión y otro de media presión, compuestos por elementos similares, pero dispuestos de forma distinta. Los resultados se han mostrado en el apartado 4 Resultados. A continuación se presenta en las tablas 6.1 y 6.2 el resumen con las alternativas y las condiciones estudiadas:

	ALTERNATIVA I	ALTERNATIVA II
Características principales de los bancos	13 bancos. Tubos de 50,80 a 38,10 mm de diámetro exterior, con aletas de en torno a 18 mm y poca densidad de aleta. SCR situado antes los bancos evaporadores.	12 bancos. Diseño compacto con tubos de 44,50 mm a 31,80 mm de diámetro exterior. SCR situado entre las dos etapas del evaporador de alta presión.
Diseño geométrico y mecánico	4.2.1	4.2.2
Calderines	4.2.3	4.2.3
Colectores	4.2.4	4.2.4
Análisis de diferencias geométricas	4.2.5	4.2.5
Modo UNFIRED	Sólo se recupera el calor de los gases de turbina de gas.	
Comparativa de temperaturas de lado gases y lado agua vapor	4.3.1.1	
Áreas de transferencia de calor	4.3.2	
Discusión sobre áreas de transferencia de calor y cantidad de material	4.3.3	
Calor absorbido por los bancos	4.3.3.1	
Discusión sobre calor absorbido por los bancos	4.3.3.3	
Coeficientes globales de transferencia de calor referidos al área exterior de los tubos	4.3.4.1	
Pérdidas de carga en el lado gases	4.5.1	
Discusión sobre pérdidas de carga en el lado gas por el efecto de los tubos	4.5.3	
Pérdidas de carga a través del sistema de reducción de NO _x	4.5.4	

Tabla 6.1 – Alternativas y casos estudiados (Parte I)

	ALTERNATIVA I	ALTERNATIVA II
Modo COFIRE	Se considera quemador de postcombustión de 37 MWt.	
Comparativa de temperaturas de lado gases y lado agua vapor	4.3.1.2	
Áreas de transferencia de calor	4.3.2	
Discusión sobre áreas de transferencia de calor y cantidad de material	4.3.3	
Calor absorbido por los bancos	4.3.3.2	
Discusión sobre calor absorbido por los bancos	4.3.3.3	
Coeficientes globales de transferencia de calor referidos al área exterior de los tubos	4.3.4.2	
Reducción de NO _x	4.4	
Pérdidas de carga en el lado gases	4.5.2	
Discusión sobre pérdidas de carga en el lado gas por el efecto de los tubos	4.5.3	
Pérdidas de carga a través del sistema de reducción de NO _x	4.5.4	

Tabla 6.2 – Alternativas y casos estudiados (Parte II)

El edificio existente que se ha considerado tiene un paso de 2,75 m de ancho por una altura aproximada de 14 m. Este tipo de calderas están divididas en bahías marcadas fundamentalmente por la situación de la estructura de sustentación. Al tratarse de un hipotético edificio existente ha habido que ceñirse a una disposición de bahías concreta, con unos espacios claramente definidos.

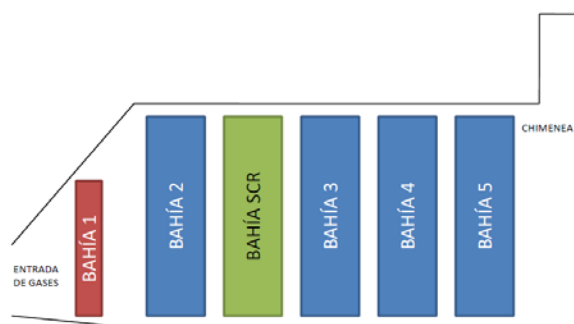


Figura 6.1 – Esquema disposición de bahías en la caldera considerada

En la figura 6.1, la bahía 1 representa el espacio considerado para los quemadores de conducto. La bahía SCR está reservada para el alojamiento del sistema de reducción de NO_x, mediante tecnología SCR, de su acrónimo en inglés (Selective Catalytic Reduction). La ubicación de este sistema se ha considerado fija para las dos alternativas de diseño

consideradas. En el resto de bahías se dispondrían los intercambiadores de calor de la caldera de recuperación.

Para ver las dimensiones consideradas en la caldera, así como otros aspectos geométricos, se debe consultar el Anexo I del presente proyecto académico, donde se incluyen los planos de disposición general de las alternativas propuestas.

- **Alternativa I:** diseño clásico de una caldera de recuperación de vapor, con tubos de 50,80 a 38,10 mm de diámetro exterior, con aletas de en torno a 18 mm y poca densidad de aleta. De esta manera se consigue minimizar el número de tubos empleados. La altura de la aleta se ajusta para que la distancia entre los tubos de una misma fila esté entre 13 y 15 mm, contando con la altura de las aletas [5].

Se ha diseñado un recalentador final en dos pasos para favorecer velocidades más bajas y no someter a los tubos a gradientes térmicos demasiado altos entre la entrada y la salida de un mismo paso. Todos los bancos evaporadores se encuentran situados tras el SCR.

En el diseño de esta alternativa para caldera de recuperación de calor se ha considerado su funcionamiento en modo UNFIRED, sin postcombustión, y en modo COFIRED, con postcombustión.

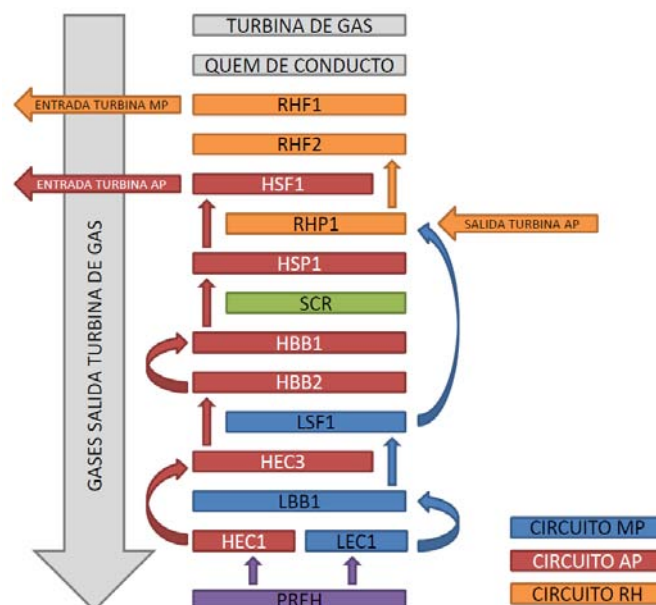


Figura 6.2– Esquema circuitos agua/vapor y gases en la caldera propuesta en la ALTERNATIVA I

La nomenclatura empleada en la figura 6.2, corresponde a los siguientes bancos:

1. RHF1: segunda etapa del recalentador final
 2. RHF2: primera etapa del recalentador final
 3. HSF1: sobrecalentador final
 4. RHP1: recalentador primario
 5. HSP1: sobrecalentador primario
 6. HBB1: segunda etapa del evaporador de alta presión
 7. HBB2: primera etapa del evaporador de alta presión
 8. LSF1: sobrecalentador de media presión
 9. HEC3: segunda etapa del economizador de alta presión
 10. LBB1: evaporador de media presión
 11. LEC1: economizador de media presión
 12. HEC1: primera etapa del economizador de alta presión
 13. PREH: precalentador
- **Alternativa II:** se persigue compactar el diseño, quizás más apropiado para un retrofit pues que el montaje es un factor económico siempre crucial en estos casos, de modo que han reducido los tamaños de tubos (y variado sus características según las necesidades) y redistribuido los bancos.

Para el diseño de las partes a presión de esta alternativa se ha considerado un diseño más moderno, empleando tubos de menor diámetro exterior (44,50 mm - 31,80 mm de diámetro exterior). La altura de las aletas se ajusta para que las distancias entre tubos, teniéndolas en cuenta, sea de entre 13 y 15 mm, según el manual de diseño de Foster Wheeler [5].

El SCR queda, entre las dos etapas del evaporador de alta presión, lo que provoca un descenso de la temperatura de los gases a su paso por el catalizador.

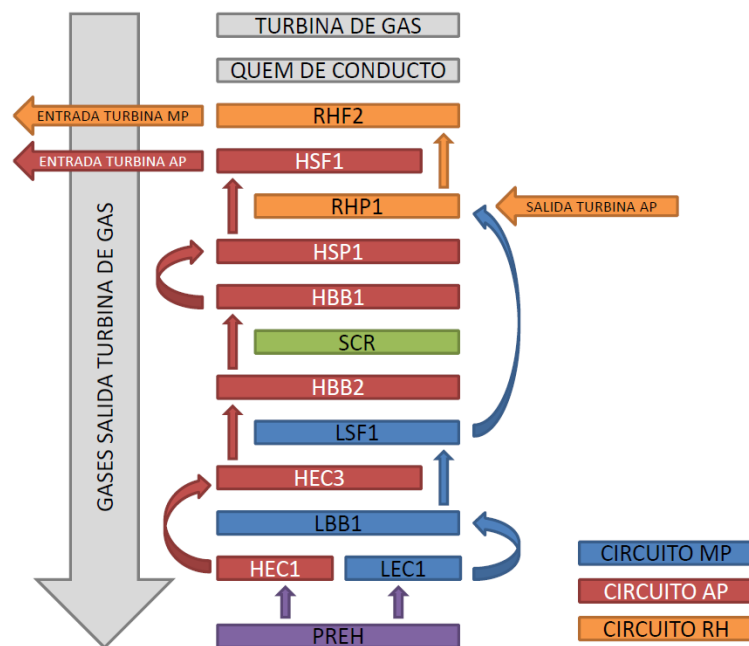


Figura 6.3 – Esquema circuitos agua/vapor y gases en la caldera propuesta en la ALTERNATIVA II

La nomenclatura empleada en la figura 6.3, corresponde a los siguiente bancos:

1. RHF2: recalentador final
2. HSF1: sobrecalentador final
3. RHP1: recalentador primario
4. HSP1: sobrecalentador final
5. HBB1: segunda etapa del evaporador de alta presión
6. HBB2: primera etapa del evaporador de alta presión
7. LSF1: sobrecalentador de media presión
8. HEC3: segunda etapa del economizador de alta presión
9. LBB1: evaporador de media presión
10. LEC1: economizador de media presión
11. HEC1: primera etapa del economizador de alta presión
12. PREH: precalentador de agua de alimentación

6.2.1 Diseño geométrico y mecánico

6.2.1.1 Alternativa I

En este caso se han considerado un total de 13 bancos. Como se muestra en las tablas 6.2 y 6.3, para el diseño de las partes a presión de la ALTERNATIVA I se ha empleado un criterio de diseño conservador, empleando tubos entre 50,80 mm y 38,10 mm de diámetro exterior [5]. A continuación, se muestran los resultados de la geometría de las partes a presión que se han obtenido mediante la aplicación del proceso iterativo de diseño descrito en las figuras 3.1 y 3.5:

Nivel de presión		Recalentado	Recalentado	Alta Presión	Recalentado	Alta Presión	Alta Presión	Alta Presión
Sección		RHF1	RHF2	HSF1	RHP1	HSP1	HBB1	HBB2
Localización		BAHÍA 2	BAHÍA 2	BAHÍA 2	BAHÍA 2	BAHÍA 2	BAHÍA 3	BAHÍA 3
Información de tubo								
Diámetro exterior	mm	50,8	50,8	44,5	50,8	44,5	38,1	38,1
Espesor Medio	mm	3,4	3,4	6,8	3,4	5,6	3,8	3,8
Pasos		1	1	3	1	3	1	1
Filas		2	2	3	3	3	6	14
Tubos por Fila		34	32	34	26	32	32	32
Tubos Fluido		68	64	34	78	32	192	448
Núm. Tubos		68	64	102	78	96	192	448
Disposición		TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	168	168	168	168	114	114	114
Pitch Transversal	mm	85	90	84	110	90	90	90
Material		SA-213-TP304H	SA-213-TP304H	SA-213-TP304H	SA-213-T22	SA-213-T22	SA-210-A1	SA-210-A1
Longitud de tubos (paso de gases)	m	14	14	14	14	14	14	14,25
Información de aleta								
Tipo de Aleta		NINGUNO	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m		98	177	236	236	236	236
Aletas rectas por circunferencia			40	35	40	35	30	30
Espesor de aleta	mm		1,19	1,19	0,89	0,89	0,89	0,89
Anchura del serrado	mm		3,96	3,96	3,96	3,96	3,96	3,96
Altura de aleta	mm		12,70	12,70	22,23	15,88	19,05	19,05
Material de aleta			SA-213-TP409	SA-213-TP409	SA-213-TP409	SA-213-TP410	SA-178-A	SA-178-A
Superficie de transferencia de calor	m ²	1,04	4,17	9,49	17,41	13,71	28,48	68,94

Tabla 6.2 – Resumen de la geometría de los tubos de los bancos (parte I). ALTERNATIVA I



Nivel de presión		Media Presión	Alta Presión	Media Presión	Media Presión	Alta Presión	Precalentador
Sección		LSF1	HEC3	LBB1	LEC1	HEC1	PREH
		BAHÍA 4	BAHÍA 4	BAHÍA 4	BAHÍA 5 - PARALELOS		BAHÍA 5
Información de tubo							
Diámetro exterior	mm	44,5	38,1	38,1	38,1	38,1	38,1
Espesor Medio	mm	3,0	3,8	3,0	3,0	3,8	3,0
Pasos		1	4	1	6	6	4
Filas		1	4	7	6	6	4
Tubos por Fila		37	30	32	5	25	34
Tubos Fluido		37	30	224	5	25	34
Núm. Tubos		37	120	224	30	150	136
Disposición		TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	152	114	114	102	102	102
Pitch Transversal	mm	78	95	90	95	95	84
Material		SA-178-C	SA-210-A1	SA-178-A	SA-178-A	SA-210-A1	SA-178-C
Longitud de tubos (paso de gases)	m	14,25	14,25	14,25	14,25	14,25	14,25
Información de aleta							
Tipo de Aleta		NINGUNA	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m		236	236	236	236	118
Aletas rectas por circunferencia			30	30	30	30	30
Espesor de aleta	mm		0,89	0,89	1,19	1,19	1,19
Anchura del serrado	mm		3,96	3,96	3,96	3,96	3,96
Altura de aleta	mm		22,23	19,05	22,23	22,23	15,88
Material de aleta			SA-178-A	SA-178-A	SA-178-A	SA-178-A	SA-178-A
Superficie de transferencia de calor	m ²	0.51	21.44	34.47	5.61	28.06	9.95

Tabla 6.3 – Resumen de la geometría de los tubos de los bancos (parte II). ALTERNATIVA I

El número de filas de tubos de cada banco, la longitud de las aletas empleadas y las distancias longitudinal y transversal entre bancos de tubos son el resultado del proceso iterativo seguido (figura 3.5) para cuadrar las producciones, temperaturas y presiones requeridas por el hipotético Cliente, descritas en el apartado 3.2.1. Condiciones de operación.

El material de los tubos se ha escogido en función de las temperaturas previstas para los mismos. Posteriormente al diseño, ha de llevarse a cabo la comprobación de la presiones de prueba hidrostática y verificar que no se supera el 90% del límite de fluencia de los materiales y geometrías escogidos.

Cuando un equipo a presión está fabricado según ASME, se debe verificar la seguridad del mismo para su uso continuado. Para ello, se llevar a cabo esta prueba con el fin de determinar las condiciones de resistencia, a través de las condiciones elásticas. Para

asegurar que el equipo es capaz de llevar a cabo las pruebas satisfactoriamente ha de verificarse que el límite fluencia de los materiales escogidos, con las geometrías escogidas, pero a una presión un 150% mayor que la presión de diseño (que ya de por sí es superior a la máxima de operación).

Aunque el proyecto académico propuesto es hipotético y no debería tener por qué someterse a comprobaciones como la relatada, uno de sus propósitos es mostrar cada una de las etapas que se tiene en cuenta en el diseño de un equipo de este tipo. Por este motivo, se han verificado el diseño con las condiciones de prueba hidrostática. Después se calcula la tensión que los materiales alcanzarían en las condiciones de la prueba y se verifica que no superen el 90% del límite de fluencia del material, según lo explicado en el apartado 3.10.3 Prueba hidrostática.

Los resultados de las presiones de prueba hidrostática en la ALTERNATIVA I han sido:

Parte	Material	D (mm)	t (mm)	Tdis (°C)	S (bar)	Pdis (barg)	Pmax (barg)	YS (bar)	Ph (barg)	Sh (bar)	%YS
1ª Etapa Recalentador Final (RHF1)	SA-213 TP304H	50,80	3,378	649	421	38	55	2.068	57	434	21%
2ª Etapa Recalentador Final (RHF2)	SA-213 TP304H	50,80	3,378	629	500	38	66	2.068	57	434	21%
Sobrecalentador Final AP (HSF1)	SA-213 TP304H	44,45	6,756	632	489	141	169	2.068	212	615	30%
Recalentador Primario (RHP1)	SA-213 T22	50,80	3,378	587	293	38	38	2.068	57	434	21%
Sobrecalentador Primario AP (HSP1)	SA-213 T22	44,45	5,639	529	609	141	169	2.068	212	764	37%
1ª Etapa Evaporadores AP (HBB1)	SA-210 A1	38,10	3,810	414	811	145	170	2.551	217	1.034	41%
2ª Etapa Evaporadores AP (HBB2)	SA-210 A1	38,10	3,810	393	936	145	196	2.551	217	1.034	41%
Sobrecalentador Final MP (LSF1)	SA-178 C G3	44,45	2,972	337	1.007	38	133	2.758	57	431	16%
2ª Etapa Economizador AP (HEC3)	SA-210 A1	38,10	3,810	351	1.150	148	241	2.551	222	1.059	42%
Evaporadores MP (LBB1)	SA-178 A G3	38,10	2,972	299	781	41	123	2.758	62	394	14%
Economizador MP (LEC1)	SA-178 A G3	38,10	2,972	279	784	45	123	2.758	67	427	15%
1ª Etapa Economizador AP (HEC1)	SA-210 A1	38,10	3,810	277	1.179	148	248	2.551	222	1.059	42%
Precalentador de Agua (PREH) - A/C	SA-178 A G3	38,10	2,972	170	786	27	124	2.758	40	253	9%

Tabla 6.3 – Resumen de resultados de presiones de prueba hidrostática, según ASME PG-99. ALTERNATIVA I

Recuérdese que “barg”, mostrada en la tabla 6.3, es una unidad de medida de presión, muy habitual en entornos técnicos que representa la presión relativa, medida desde la presión atmosférica.

6.2.1.2 Alternativa II

Partiendo de la base de la alternativa de diseño ya planteada, se ha propuesto otra, cuyos criterios de diseño han sido fundamentalmente:

- Cumplir objetivos de generación de vapor.
- Minimizar pérdida de carga a través del lado gases.
- Diseño compacto.
- Punto de contacto algo superior.
- Obra menos complicada.

Para el dimensionamiento térmico de los bancos se ha seguido un proceso iterativo, partiendo de la ALTERNATIVA I, con el criterio arriba mencionado. Se ha buscado más espacio para poder adelantar la primera etapa del banco evaporador de alta presión al SCR, con el fin de que los gases lleguen a temperaturas inferiores. Para ello, se ha decidido prescindir del banco RHF1, el banco del recalentador final en la ALTERNATIVA I. El resto de espacio se ha conseguido mediante la compactación misma del diseño de las partes a presión.



En las tablas 6.4 y 6.5, se muestran los resultados de la geometría de las partes a presión que se han obtenido mediante la aplicación del proceso iterativo de diseño, previamente descrito:

Nivel de presión		Recalentado	Alta Presión	Recalentado	Alta Presión	Alta Presión	Alta Presión	Media Presión
Sección		RHF2	HSF1	RHP1	HSP1	HBB1	HBB2	LSF1
Localización		BAHÍA 2	BAHÍA 2	BAHÍA 2	BAHÍA 2	BAHÍA 2	BAHÍA 3	BAHÍA 3
Información de tubo								
Diámetro exterior	mm	44,5	38,1	44,5	38,1	31,8	31,8	38,1
Espesor Medio	mm	4,2	6,8	4,6	5,1	4,2	3,4	3,0
Pasos		1	2	1 1 1			1	1
Filas		2	4	2 2 5			11	1
Tubos por Fila		34	37	30	37	37	37	41
Tubos Fluido		68	74	60	74	185	407	41
Núm. Tubos		68	148	60	74	185	407	41
Disposición		TRESBOLILLO	ALINEADOS	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	152	114	114	114	114	114	152
Pitch Transversal	mm	84	78	95	78	78	78	71
Material		SA-213-TP304H	SA-213-TP304H	SA-213-T22	SA-213-T22	SA-210-A1	SA-210-A1	SA-178-C
Longitud de tubos (paso de gases)	m	14	14	14	14	14	14,25	14,25
Información de aleta								
Tipo de Aleta		SÓLIDAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	NINGUNA
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m	242	189	268	236	268	236	
Aletas rectas por circunferencia			30	35	30	25	25	
Espesor de aleta	mm	1,19	1,19	1,19	0,89	0,89	0,89	
Anchura del serrado	mm		3,96	3,96	3,96	3,96	3,96	
Altura de aleta	mm	12,70	12,70	19,05	12,70	15,88	15,88	
Material de aleta		SA-213-TP304H	SA-213-TP409	SA-213-TP409	SA-213-TP409	SA-178-A	SA-178-A	
Superficie de transferencia de calor	m ²	8,26	12,66	11,99	7,43	21,97	44,72	0,49

Tabla 6.4 – Resumen geométrico de los tubos de los bancos (parte I). ALTERNATIVA II

Nivel de presión		Alta Presión	Media Presión	Media Presión	Alta Presión	Precalentador
Sección		HEC3	LBB1	LEC1	HEC1	Preheater
Localización		BAHÍA 4	BAHÍA 4	BAHÍA 5 - PARALELOS		BAHÍA 5
Información de tubo						
Diámetro exterior	mm	31,8	31,8	31,8	31,8	31,8
Espesor Medio	mm	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Pasos		5	1 9 9			4
Filas		5	8 9 9			4
Tubos por Fila		37	37	7	30	37
Tubos Fluído		37	296	7	30	37
Núm. Tubos		185	296	63	270	148
Disposición		TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO	TRESBOLILLO
Pitch Longitudinal	mm	114	114	102	102	102
Pitch Transversal	mm	78	78	78	78	78
Material		SA-210-A1	SA-178-A	SA-178-A	SA-210-A1	SA-213-TP304H
Longitud de tubos (paso de gases)	m	14,25	14,25	14,25	14,25	14,25
Información de aleta						
Tipo de Aleta		SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS	SEGMENTADAS
Densidad de aleta (circunferencia)	a/m	167	236	236	236	118
Aletas rectas por circunferencia		25	25	25	25	25
Espesor de aleta	mm	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
Anchura del serrado	mm	3,96	3,96	3,96	3,96	3,96
Altura de aleta	mm	15,88	15,88	15,88	15,88	15,88
Material de aleta		SA-178-A	SA-178-A	SA-178-A	SA-178-A	SA-213-TP409
Superficie de transferencia de calor	m ²	14.93	32.53	6.92	29.67	8.87

Tabla 6.5 – Resumen geométrico de los tubos de los bancos (parte II). ALTERNATIVA II

Los materiales de los tubos son similares a los escogidos en la ALTERNATIVA I, a excepción del precalentador, que ha considerado en inoxidable, debido a las bajas de temperatura de metal que son esperables en dicho banco. Se ha decidido contemplar temperaturas distintas en ambas alternativas, con el fin de comprobar cómo afecta el material de los tubos a la transferencia de calor.

Al igual que sucedía en la ALTERNATIVA I, se deben comprobar las presiones hidrostáticas de los tubos, verificando que no superan el 90% del límite de fluencia de los materiales y geometrías escogidos.



Los resultados de las presiones de prueba hidrostática en la ALTERNATIVA II se presentan en la tabla 6.6.

Parte	Material	D (mm)	t (mm)	Tdis (°C)	S (bar)	Pdis (barg)	Pmax (barg)	YS (bar)	Ph (barg)	Sh (bar)	%YS
Recalentador Final (RHF2)	SA-213 TP304H	44,45	4,242	649	421	38	84	2.068	57	286	14%
Sobrecalentador Final AP (HSF1)	SA-213 TP304H	38,10	6,756	633	482	141	201	2.068	212	509	25%
Recalentador Primario (RHP1)	SA-213 T22	44,45	4,648	571	367	38	81	2.068	57	257	12%
Sobrecalentador Primario AP (HSP1)	SA-213 T22	38,10	5,080	498	826	141	243	2.068	212	720	35%
1ª Etapa Evaporadores AP (HBB1)	SA-210 A1	31,75	4,242	419	784	145	231	2.551	217	736	29%
2ª Etapa Evaporadores AP (HBB2)	SA-210 A1	31,75	3,378	394	925	145	209	2.551	217	962	38%
Sobrecalentador Final MP (LSF1)	SA-178 C G3	38,10	2,972	335	1.007	38	159	2.758	57	361	13%
2ª Etapa Economizador AP (HEC3)	SA-210 A1	31,75	2,972	353	1.144	148	222	2.551	222	1.144	45%
Evaporadores MP (LBB1)	SA-178 A G3	31,75	2,972	300	781	41	152	2.758	62	319	12%
Economizador MP (LEC1)	SA-178 A G3	31,75	2,972	273	784	45	153	2.758	67	346	13%
1ª Etapa Economizador AP (HEC1)	SA-210 A1	31,75	2,972	278	1.179	148	229	2.551	222	1.144	45%
Precalentador de Agua (PREH)	SA-213 TP304H	31,75	2,972	149	1.303	27	253	2.068	40	205	10%

Tabla 6.6 – Resumen de resultados de presiones de prueba hidrostática, según ASME PG-99. ALTERNATIVA II

6.2.1.3 Calderines y colectores

Al tratarse de un sistema de generación de vapor de dos niveles de presión, ha habido que dimensionar un calderín para el circuito de alta presión y otro para el circuito de baja presión. Como los requisitos de operación son los mismos en ambas alternativas (presión, temperaturas y caudales), el dimensionamiento mecánico de los calderines será el mismo también.

Parte	Material	D (mm)	d (mm)	t (mm)	E	y	corr. (mm)	Tdis (°C)	S (bar)	Pdis (barg)	Pmax (barg)	YS (bar)	Ph (barg)	Sh (barg)	%YS
Vírola del calderín de Alta Presión	SA-302 C	2.019	1.829	95	1,00	0,40	3	338	1.579	141	150	2.896	212	2.235	77%
Fondos del calderín de Alta Presión	SA-302 C	---	1.829	70	---	---	3	338	1.579	141	238	2.896	212	1.468	51%
Vírola del calderín de Media Presión	SA-516 Gr70	1.263	1.219	22	1,00	0,40	3	249	1.379	38	42	2.620	57	1.859	71%
Fondos del calderín de Media Presión	SA-516 Gr70	---	1.219	19	---	---	3	249	1.379	38	85	2.620	57	1.089	42%

Tabla 6.7– Resumen de resultados de dimensionamiento de calderines y prueba hidrostática, según ASME PG-99.



Al igual que todas las partes a presión diseñadas en el presente proyecto académico, los calderines diseñados han demostrado ser capaces de soportar las presiones de prueba hidrostática, estando en todo momento por debajo de los límites de fluencia de los materiales escogidos.

6.2.1.4 Colectores

Al igual que sucede con los calderines, al tener las mismas presiones y temperaturas de diseño, así como caudales de producción, los colectores serán igualmente válidos para ambas alternativas.

Se ha comprobado igualmente, que son capaces de soportar las presiones de prueba hidrostáticas en las condiciones requeridas según ASME PG-99 [1], sin superar el 90% del límite de fluencia de los materiales. Los resultados obtenidos se tabulan a continuación:

Parte	Nominal	Material	D (mm)	d (mm)	t (mm)	E	y	Tdis (°C)	S (bar)	Pdis (barg)	Pmax (barg)	YS (bar)	Ph (barg)	Sh (barg)	%YS
Recalentador Final (RHF2/RHF1)	---	SA-335 P91	219,100	174,700	22,200	0,583	0,700	649	296	38	41	2.068	57	413	20%
Sobrecalentador Final AP (HSF1)	---	SA-335 P91	168,300	98,300	35,000	0,712	0,700	633	401	141	167	2.068	212	507	25%
Recalentador Primario (RHP1)	8" sch 160	SA-335 P22	219,075	178,803	20,136	0,517	0,700	568	383	38	42	2.068	57	521	25%
Sobrecalentador Primario AP (HSP1)	---	SA-335 P22	168,300	125,100	21,600	0,661	0,452	497	837	141	161	2.068	212	1.105	53%
1ª Etapa Evaporadores AP (HBB1)	6" XXS	SA-106 GrB	168,275	129,870	19,202	0,673	0,400	374	1058	141	179	2.413	212	1.254	52%
2ª Etapa Evaporadores AP (HBB2)	6" sch 160	SA-106 GrB	168,275	136,315	15,980	0,673	0,400	367	1092	141	151	2.413	212	1.533	64%
Sobrecalentador Final MP (LSF1)	4" sch XXS	SA-106 GrB	114,300	84,341	14,980	0,526	0,400	352	1.148	38	177	2.413	57	369	15%
2ª Etapa Economizador AP (HEC3)	6" sch 160	SA-106 GrB	168,275	136,315	15,980	0,670	0,400	353	1.142	148	157	2.413	222	1.615	67%
Evaporadores MP (LBB1)	6" sch 120	SA-106 GrB	168,275	143,294	12,490	0,667	0,400	276	1.179	38	124	2.413	57	540	22%
Economizador MP (LEC1)	4" sch 160	SA-106 GrB	114,300	90,697	11,801	0,667	0,400	277	1.179	39	177	2.413	58	386	16%
1ª Etapa Economizador AP (HEC1)	4" sch 160	SA-106 GrB	114,300	90,697	11,801	0,598	0,400	277	1.179	148	159	2.413	222	1.652	68%
Precalentador de Agua (PREH) - A/C	4" sch 160	SA-106 GrB	114,300	90,697	11,801	0,591	0,400	182	1.179	27	157	2.413	40	299	12%
Precalentador de Agua (PREH) - INOX	4" sch 160	SA-335 P91	114,300	90,697	11,801	0,598	0,400	182	1.671	27	225	2.068	40	296	14%

Tabla 6.8 – Resumen de resultados de dimensionamiento de colectores y prueba hidrostática, según ASME PG-99.

6.2.1.5 Análisis de las diferencias geométricas

Comparando los resultados relativos a la geometría obtenidos del diseño de ambas alternativas descritos en las tablas 6.2 a 6.9, se concluye:

- En la ALTERNATIVA II el diámetro medio de tubo empleado es un 17% inferior. Los espaciados longitudinal y transversal, que se miden de centro a centro de tubos, se han visto también reducidos.
- Al reducir el diámetro de tubo, para conseguir una transferencia de calor al fluido similar con tubos de menor diámetro, ha habido que aumentar la cantidad de tubos un 11% más en la ALTERNATIVA II.
- El número de filas de tubos se ha visto incrementado en torno a un 5% en la ALTERNATIVA II. Sin embargo, en los primeros bancos de la caldera, según el sentido de avance de los gases de salida de la turbina, el número de filas se ha reducido un 15%. Como consecuencia se ha conseguido una reducción del peso debido a los colectores, según se indica en la tabla 6.10:

PESO DE COLECTORES POR BANCO				VARIACIÓN
ALT_1	kg	ALT_2	kg	%
RHF1	366	RFH2	366	-50,00
RHF2	366			
HSF1	835	HSF1	835	0,00
RHP1	331	RHP1	331	0,00
HSP1	547	HSP1	273	-50,00
HBB1	729	HBB1	729	0,00
HBB2	1.417	HBB2	1.214	-14,29
LSF1	193	LSF1	193	0,00
HEC3	506	HEC3	607	20,00
LBB1	633	LBB1	633	0,00
LEC1	177	LEC1	253	42,86
HEC1	226	HEC1	322	42,86
PREH	253	PREH	253	0,00
TOTAL	6.578	TOTAL	6.010	-8,63

Tabla 6.10 – Variación del peso de colectores según alternativa

- Como resultado del proceso iterativo seguido en el diseño, en la ALTERNATIVA II se ha considerado una longitud de al eta un 13% inferior, mientras que el espesor de las mismas no ha variado sensiblemente.

- Ha sido necesario aumentar un 5% la densidad de aleta en las condiciones de la ALTERNATIVA II para compensar la pérdida de superficie de tubos.
- La superficie total de transferencia de calor se ha visto reducida un 18% en la ALTERNATIVA II, según se muestra en la tabla 6.11.

ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR BANCO				VARIACIÓN
ALT_1	m ²	ALT_2	m ²	%
RHF1	150			
RHF2	601	RFH2	1.190	58,48
HSF1	1.366	HSF1	1.824	33,48
RHP1	2.508	RHP1	1.726	-31,17
HSP1	1.975	HSP1	1.070	-45,79
HBB1	4.100	HBB1	3.164	-22,84
HBB2	9.927	HBB2	6.440	-35,12
LSF1	74	LSF1	70	-5,02
HEC3	3.088	HEC3	2.151	-30,36
LBB1	4.963	LBB1	4.684	-5,63
LEC1	808	LEC1	997	23,35
HEC1	4.041	HEC1	4.272	5,74
PREH	1.432	PREH	1.277	-10,86
TOTAL	35.033	TOTAL	28.864	-17,61

Tabla 6.11 – Variación del área de transferencia de calor según alternativa

- Se ha conseguido un diseño mucho más compacto que, por otro lado, era lo que se buscaba y, como consecuencia de ello, se ha reducido sensiblemente el peso total del conjunto. La comparativa se muestra en la tabla 6.12.

PESO DE TUBOS POR BANCO				VARIACIÓN
ALT_1	kg	ALT_2	kg	%
RHF1	380	RFH2	3.165	66,19
RHF2	1.524			
HSF1	3.467	HSF1	4.852	39,98
RHP1	6.362	RHP1	4.592	-27,82
HSP1	5.011	HSP1	2.848	-43,16
HBB1	10.404	HBB1	8.418	-19,09
HBB2	25.188	HBB2	17.136	-31,97
LSF1	188	LSF1	187	-0,40
HEC3	7.835	HEC3	5.722	-26,97
LBB1	12.594	LBB1	12.463	-1,04
LEC1	2.051	LEC1	2.652	29,35
HEC1	10.252	HEC1	11.368	10,88
PREH	3.634	PREH	3.397	-6,52
TOTAL	88.890	TOTAL	76.802	-13,60

Tabla 6.12 – Variación del peso de tubos según alternativa

6.3 Comportamiento térmico

Los resultados mostrados en este apartado corresponden a la verificación del dimensionamiento térmico de las diferentes alternativas, mediante balances de energía. Estos cálculos se han llevado a cabo según las expresiones indicadas en los apartados 3.6 Balances de materia y energía del modelo y 3.8 Dimensionamiento térmico.

6.3.1 Temperaturas de lado gases y lado agua/vapor

TEMPERATURAS DE GASES Y AGUA/VAPOR									
UNFIRED ALT_1		COFIRED ALT_1		UNFIRED ALT_2		COFIRED ALT_2			
BANCO	T _{gas entrada} (°C)	T _{agua/vap salida} (°C)	T _{gas entrada} (°C)	T _{agua/vap salida} (°C)	BANCO	T _{gas entrada} (°C)	T _{agua/vap salida} (°C)	T _{gas entrada} (°C)	T _{agua/vap salida} (°C)
	T _{gas salida} (°C)	T _{ag/vap entrada} (°C)	T _{gas salida} (°C)	T _{ag/vap entrada} (°C)		T _{gas salida} (°C)	T _{ag/vap entrada} (°C)	T _{gas salida} (°C)	T _{ag/vap entrada} (°C)
RHF1	447	422	644	565	RFH2	447	419	644	559
	446	414	637	541					
RHF2	446	414	637	541		439	372	618	469
	439	375	615	465					
HSF1	439	429	615	561	HSF1	439	427	618	556
	431	382	582	445		426	352	569	398
RHP1	431	375	582	481	RHP1	426	372	569	470
	409	263	542	346		405	266	532	346
HSP1	409	382	542	446	HSP1	405	352	532	398
	387	277	486	327		388	276	492	326
HBB1	387	277	486	327	HBB1	388	277	492	326
	314	267	381	287		321	270	393	291
HBB2	314	277	381	327	HBB2	321	277	393	326
	280	267	331	287		283	270	336	291
LSF1	280	226	331	269	LSF1	283	237	336	269
	279	204	329	233		281	208	334	233
HEC3	279	267	329	287	HEC3	281	270	334	291
	261	211	289	213		264	216	293	217
LBB1	261	204	289	233	LBB1	264	209	293	234
	218	200	248	216		221	197	247	210
LEC1	218	200	248	216	LEC1	221	197	247	210
	179	132	182	104		162	112	159	86
HEC1	218	211	248	213	HEC1	221	216	247	217
	190	133	183	105		184	113	166	87
PREH	189	132	183	104	PREH	179	112	165	85
	150	66	140	66		149	64	135	63

Tabla 6.13 – Comparativa de temperatura de lado gases y lado agua/vapor

Los resultados de temperaturas observados en la tabla 6.13 en ambas alternativas son muy similares, como se espera en un a comparativa de este tipo. Esto sucede porque ambos diseños propuestos se han llevado a cabo para satisfacer la misma demanda y ambos resultan ser igualmente válidos para dicho propósito.



Las correspondientes eficiencias térmicas de ambas posibles calderas, tratadas como intercambiadores de calor, y calculadas mediante (10) son:

- Alternativa I UNFIRED: 69,26 %
- Alternativa II UNFIRED: 69,43 %
- Alternativa I COFIRED: 80,64 %
- Alternativa II COFIRED: 81,39 %

Este drástico aumento de las eficiencias térmicas en modo COFIRED se debe a que, mediante los quemadores de conducto, se consigue aumentar mucho la temperatura de los gases a la entrada de la caldera.

A este hecho se une que se ha aumentado el caudal de fluido en el circuito de alta presión para maximizar el aprovechamiento del aporte extra de calor. En modo COFIRED el margen del punto de contacto es superior que en modo UNFIRED, de modo que se puede agotar más el gas desde el punto de vista térmico, motivo por el cual las temperaturas a la salida de la caldera de recuperación son inferiores.

Por ambas razones, la cantidad de calor absorbido por la caldera en modo COFIRED frente al total recuperable es forzosamente mayor al del modo UNFIRED.

6.3.2 Calor absorbido en los bancos de tubos

El calor total absorbido en los bancos es similar en ambas alternativas. Como se ha comentado previamente, el propósito de ambas es dar la misma producción de vapor en condiciones similares de presión y temperatura. La suma de los resultados de la tabla 6.14 únicamente se observa una desviación inferior a 1 MWt entre alternativas, en el peor de los casos (modo COFIRED).

ABSORCIÓN DE CALOR EN LOS BANCOS					
ALT_1	UNFIRED	COFIRED	ALT_2	UNFIRED	COFIRED
	Q (MWt)	Q (MWt)		Q (MWt)	Q (MWt)
RHF1	0,24	1,12	RFH2	1,34	4,33
RHF2	1,11	3,68			
HSF1	1,20	5,38	HSF1	1,98	7,90
RHP1	3,30	6,52	RHP1	3,13	6,07
HSP1	3,49	8,84	HSP1	2,64	6,32
HBB1	11,04	16,63	HBB1	10,15	15,61
HBB2	5,03	7,60	HBB2	5,75	8,82
LSF1	0,20	0,36	LSF1	0,26	0,39
HEC3	2,64	6,07	HEC3	2,56	6,24
LBB1	6,32	6,27	LBB1	6,32	6,83
LEC1	0,96	1,63	LEC1	1,65	2,49
HEC1	3,41	8,00	HEC1	4,48	9,82
PREH	5,66	6,39	PREH	4,44	4,42

Tabla 6.14 – Comparativa de calores absorbidos en los bancos

Los calores absorbidos en modo COFIRED son mucho mayores, ya que se ha aumentado en 37 MWt el *input* térmico a la caldera. Aunque los calores absorbidos aumentan en ambos circuitos de agua/vapor, aumentan sensiblemente más en el de alta presión porque se hace pasar casi el doble de caudal de fluido, mientras que el caudal de agua/vapor en el circuito de media presión se mantiene fijo.

Los bancos con menor absorción de calor son los que tienen tubos lisos. Aunque los coeficientes globales de transferencia de calor en bancos de tubos lisos son superiores a los de bancos de tubos aleteados, en igualdad de condiciones, la gran diferencia de áreas propiciada por la no existencia de aletas, que suscita una absorción de calor inferior.

6.3.3 Coeficientes globales de transferencia de calor, referidos al área exterior de los tubos

Como consecuencia directa de las modificaciones descritas anteriormente, se ha podido observar una variación el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor en los bancos, según se muestra en la tabla 6.15.

COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR					
ALT_1	UNFIRED	COFIRED	ALT_2	UNFIRED	COFIRED
	U (W/m ² /K)	U (W/m ² /K)		U (W/m ² /K)	U (W/m ² /K)
RHF1	55,80	85,66	RFH2	25,94	33,04
RHF2	41,10	51,66			
HSF1	37,24	44,56	HSF1	33,72	41,61
RHP1	14,65	19,02	RHP1	21,12	26,45
HSP1	30,20	35,99	HSP1	32,13	40,36
HBB1	40,76	41,95	HBB1	43,83	45,36
HBB2	39,40	40,36	HBB2	45,13	46,49
LSF1	42,97	63,18	LSF1	62,62	67,44
HEC3	33,38	35,31	HEC3	48,93	51,66
LBB1	41,21	41,78	LBB1	46,55	47,23
LEC1	39,23	39,74	LEC1	47,06	47,74
HEC1	35,65	37,64	HEC1	43,77	45,64
PREH	57,45	59,21	PREH	45,98	46,55

Tabla 6.15 – Comparativa de coeficientes globales de transferencia de calor, referidos al área exterior de los tubos

El coeficiente de transferencia de calor medio de RHF1 y RHF2 en la ALTERNATIVA I es muy superior al de RHF2 en la ALTERNATIVA II fundamentalmente porque ha habido que dotarlo de gran cantidad de aletas para conseguir una absorción de calor similar al de la ALTERNATIVA I, con el fin de alcanzar la producción de vapor en las condiciones requeridas. El banco RHF1 de la ALTERNATIVA I es de tubos lisos, por lo que su coeficiente de transferencia será siempre superior en condiciones similares.

En los bancos HSF1, se sigue obteniendo como resultado del proceso iterativo de diseño un área de transferencia de calor mayor en la ALTERNATIVA II, aunque las diferencias se reducen.

HSP1 en la ALTERNATIVA I dispone de 3 pasos en 3 filas de tubos, mientras que en la ALTERNATIVA II dispone de un único paso. Manteniendo el número de tubos, según se aumenta el número de pasos, la velocidad en los tubos es mucho mayor, puesto que el mismo caudal pasa en serie por las 3 filas de tubos. De este modo, se maximiza el tiempo de

contacto del fluido con el gas, propiciando valores de DTML menores. Resulta, por tanto, un banco mucho más eficiente en la ALTERNATIVA I.

Como se puede comprobar en la tabla 6.10, se ha conseguido una reducción drástica del área de transferencia de calor en los bancos intermedios de la ALTERNATIVA II. La velocidad del fluido por el interior de los tubos ha aumentado sensiblemente, debido al diseño mediante tubos más estrechos y menor número de filas.

La transferencia de calor por convección en el lado fluido de los tubos depende directamente del número Nusselt del fluido, de la conductividad térmica del material de los tubos y del diámetro interior de los mismos. Asimismo, el número de Nusselt se evalúa con el número de Reynolds, que también depende del diámetro interno considerado (directamente y como sección) y del caudal circulante por cada tubo.

El número de Reynolds es directamente proporcional al diámetro interior e inversamente proporcional al área de paso del fluido, es decir, la sección interior del tubo. Para los diámetros de tubo manejados Cuando el diámetro interior del tubo se reduce, la sección, que depende del radio interior al cuadrado se reduce más todavía. Por este motivo, el Reynolds aumenta y el Nusselt también. Como resultado, aumenta el coeficiente convectivo del lado vapor.

En los bancos evaporadores (HBB1, HBB2, LBB1) se produce el cambio de fase del fluido. El coeficiente convectivo aumenta un orden de magnitud puesto que, al alcanzar la temperatura de saturación a la presión de operación, el calor recuperado de los gases ha de emplearse para provocar el cambio de fase. El calor latente de vaporización es en este caso 1.560 kJ/kg, para los bancos de alta presión, y 1.915 kJ/kg, para los bancos de media presión.

Según (28), el coeficiente global de transferencia en los bancos evaporadores está fuertemente marcado por el coeficiente convectivo del lado gases, el cual es muy inferior. Por este motivo, al estar considerado a la inversa para las resistencias térmicas, el coeficiente convectivo del lado fluido, que es mucho mayor, posee una resistencia despreciable.

Como resultado del diseño, y con el fin de que el agua llega al evaporador en las condiciones adecuadas para producir el vapor con menos área de transferencia, ha sido necesario aumentar el área de los bancos economizadores que están en paralelo (HEC1 y LEC1), para la ALTERNATIVA II. Se ha aumentado el número de aletas y el número de pasos de los intercambiadores de 6 a 9. De este modo, las velocidades del fluido han aumentado suficientemente y, con ellas, el coeficiente convectivo para compensar el efecto negativo del área sobre el coeficiente global de transferencia.

A excepción del banco PREH, las calidades de los materiales empleadas para tubos y aletas de ambos casos han sido iguales, de modo que las conductividades térmicas de tubos y aletas en ambos casos serán pues similares.

Como ya se ha indicado en el apartado 4.1 Alternativas de diseño, en la ALTERNATIVA I se han empleado tubos de SA-178-C y aletas de SA-178-A (ambos aceros al carbono). Sin embargo, en la alternativa II, se han empleado tubos de SA-213-TP304H y aletas de SA-213-TP409 (ambos aceros inoxidable). Cuanto mayor sea la composición en aleantes de un acero, menor es su conductividad térmica [3]. Por este motivo, la transferencia de calor en dicho banco en la ALTERNATIVA II se ve penalizada.

6.4 Reducción de NO_x

6.4.1 Sistema de inyección de NH₃

Como la reducción buscada en ambos casos es la misma, y las emisiones vienen dadas principalmente por el estado de los combustores de la turbina de gas, se necesitará inyectar la misma cantidad de dilución de amoníaco en ambas alternativas.

Se ha dimensionado el sistema teniendo en cuenta las condiciones del modo COFIRE, puesto que serán las más restrictivas, de modo que las necesidades de amoníaco son de 1.587 kg/h dilución (de los cuales sólo 17,2 kg/h son de NH₃ puro).

Para no afectar a las transferencias de calor calculadas en el lado gases, se le ha aplicado a la dilución esa misma energía para que el impacto sea nulo en la corriente. Como se ha explicado previamente en el apartado 3.11.2.7 potencia de la resistencia calentadora, la eficiencia de resistencia de calentamiento considerada ha sido del 99% [10].

	ΔT	T gas	cp gas	Caudal gas	Eficiencia	Potencia
	°C	°C	W/kg°C	kg/h	%	MWe
ALT_1	-0,49	486,40	0,3200	487.515	99	0,08
ALT_2	-0,25	393,10	0,3223	487.515	99	0,04

Tabla 6.16 – Pérdida de potencia máxima debido al AIG

La pérdida de potencia se duplica en la ALTERNATIVA I, como muestran los resultados de la tabla 6.16. sin embargo, si bien esta pérdidas son pequeñas comparadas con los aproximadamente 44 MWe brutos que produciría el alternador de la turbina de gas en ciclo simple. Representan pérdidas del 0,18% y del 0,09%, respectivamente. En ciclo combinado, la potencia generada por la turbina de gas será algo inferior debido principalmente a que la turbina descarga en contrapresión, pues la caldera genera una pérdida de carga significativa.

6.4.2 Catalizador

Para establecer un escenario comparativo válido, se ha escogido como escenario de diseño el modo COFIRE de la ALTERNATIVA I, tal y como se ha indicado con anterioridad. Aunque en los dos casos que se han estudiado el catalizador está situado en el mismo lugar físico de la caldera, al variar la disposición de los bancos, las condiciones de temperatura en las que el gas llega al mismo varían sensiblemente. Por este motivo, en la ALTERNATIVA I la temperatura a la que los gases llegan al catalizador es de 486,40 °C, mientras que en la ALTERNATIVA II llegan a 393,10 °C.

Para las condiciones de la ALTERNATIVA I se ha estimado la necesidad de un volumen de catalizador de 71,90 m³ mediante (62).

La estimación del volumen de catalizador necesario para la ALTERNATIVA II se ha llevado a cabo considerando la curva mostrada en la figura 3.14, que es la representación gráfica de la eficiencia de reducción de NO_x del catalizador escogido en las condiciones adecuadas (*ammonia slip* 2 ppmv medidas al 15% exceso de oxígeno) frente a la temperatura de entrada de los gases al SCR. Teniendo en cuenta la reducción en la temperatura de gases en la ALTERNATIVA II, por estar situado el SCR tras el paso de los gases por la primera etapa de los bancos evaporadores de alta presión (HBB1) se conseguiría una reducción superior a la de la ALTERNATIVA I (en torno al 69% de reducción en la ALTERNATIVA II frente a 62% de reducción de NO_x en la ALTERNATIVA I).

Como el objetivo de reducción que se pretende alcanzar es el mismo, se necesitará un volumen de catalizador menor para la ALTERNATIVA II, proporcional a su mayor poder reductor. El volumen estimado de catalizador ha sido 64,60 m³.

6.5 Pérdidas de carga en el lado gases

Se ha tratado de minimizar la pérdida de carga del lado gas en la ALTERNATIVA II. Para ello se ha optado por:

1. Un solo banco de recalentamiento.
2. Se ha aumentado la densidad de aleta en los bancos para reducir la cantidad de filas en profundidad de los bancos, las cuales provocan las mayores pérdidas de carga.

Como el caudal másico de gases de escape de turbina se mantiene constante y el perfil de temperaturas de gases se comporta de manera similar, los factores determinantes son el diámetro de tubo, el número de filas de tubos consideradas para cada banco y el espaciado transversal entre tubos de un mismo banco.

Se ha conseguido una obtenido reducción de la pérdida de carga importante hasta los bancos paralelos, debido a la reducción del diámetro de tubo, manteniendo pasos transversales similares.

Salvo en el banco HSF1, se ha conseguido reducir o igualar el número de filas de tubos por banco, con la consecuente mejora en lo que a pérdida de carga se refiere en la ALTERNATIVA II. Sin embargo, al haberse dispuesto los tubos en línea en lugar de a l tresbolillo, se ha conseguido mejorar ligeramente el resultado de su banco homólogo en la ALTERNATIVA I.

PÉRDIDA DE CARGA DE CADA BANCO LADO GAS					
ALT_1	UNFIRED	COFIRED	ALT_2	UNFIRED	COFIRED
	DP (mmH ₂ O)	DP (mmH ₂ O)		DP (mmH ₂ O)	DP (mmH ₂ O)
RHF1	5,64	7,21	RFH2	14,17	18,62
RHF2	8,71	11,35			
HSF1	18,19	23,22	HSF1	16,59	21,06
RHP1	19,99	24,99	RHP1	17,96	22,23
HSP1	18,87	22,68	HSP1	10,69	12,83
HBB1	29,06	33,73	HBB1	23,50	27,46
HBB2	58,17	65,66	HBB2	39,37	44,68
LSF1	1,60	1,80	LSF1	1,42	1,55
HEC3	15,95	17,32	HEC3	12,90	14,02
LBB1	25,48	27,51	LBB1	24,99	26,92
LEC1	24,43	25,58	LEC1	25,30	26,19
HEC1	24,89	25,48	HEC1	26,49	26,64
PREH	7,52	7,37	PREH	6,20	5,97

Tabla 6.17 – Pérdida de carga en cada banco, lado gases

Según la tabla 6.17, el banco RHF2 supera la pérdida de carga de su banco homólogo en la ALTERNATIVA I. Esto es debido a que en la ALTERNATIVA II ha habido que dotar a los tubos de aletas por haber reducido el recalentador a un único banco.

PÉRDIDA DE CARGA ACUMULADA LADO GAS					
ALT_1	UNFIRED	COFIRED	ALT_2	UNFIRED	COFIRED
	DP ac. (mmH ₂ O)	DP ac. (mmH ₂ O)		DP ac. (mmH ₂ O)	DP ac. (mmH ₂ O)
RHF1	5,64	7,21	RFH2	14,17	18,62
RHF2	14,35	18,57			
HSF1	32,54	41,78	HSF1	30,76	39,67
RHP1	52,53	66,78	RHP1	48,72	61,90
HSP1	71,40	89,46	HSP1	59,41	74,73
HBB1	100,46	123,19	HBB1	82,91	102,18
HBB2	158,62	188,85	HBB2	122,28	146,86
LSF1	160,22	190,65	LSF1	123,70	148,41
HEC3	176,17	207,98	HEC3	136,60	162,43
LBB1	201,65	235,48	LBB1	161,59	189,36
LEC1	226,09	261,06	LEC1	186,89	215,54
HEC1	250,98	286,54	HEC1	213,39	242,19
PREH	258,50	293,90	PREH	219,58	248,16

Tabla 6.18 – Pérdida de carga acumulada a través de los bancos

Como resultado del diseño térmico, se ha tenido que pasar de 6 a 9 filas en HEC1 y LEC1 en la ALTERNATIVA II, lo que ha penalizado la pérdida de carga en esta última sección de la caldera, según se aprecia en la tabla 6.18. Como contrapunto, dado que las temperaturas de gases son menores al recuperarse más calor, el factor de corrección de temperatura ha mitigado el crecimiento de la pérdida de carga en dichos bancos (gases más fríos, menor volumen específico y, por tanto, menores velocidades).

6.5.1 Pérdidas de carga a través del sistema de reducción de NO_x

En la ALTERNATIVA II se necesita un monolito con un volumen un 10% menor para una reducción de NO_x similar.

Aunque este tipo de catalizadores está diseñado para minimizar la pérdida de carga, el hecho de necesitar menos área superficial para obtener una reducción de NO_x adecuada, provocará una variación positiva en la pérdida de carga a través del mismo.



Supuestos 20 módulos de catalizador en la ALTERNATIVA I para conseguir el volumen total requerido, en la ALTERNATIVA II se necesita un 10% menos de volumen, de modo que sólo 18 módulos serán requeridos en este caso. Aplicando la expresión para la pérdida de carga en el catalizador propuesta, las pérdidas de carga totales a través del sistema de reducción de NO_x son

- ALTERNATIVA I: 75 mmH_2O (15 mmH_2O deflectores y 60 mmH_2O catalizador).
- ALTERNATIVA II: 69 mmH_2O (15 mmH_2O deflectores y 59 mmH_2O catalizador).

De forma que puede decirse que las pérdidas de carga totales de los gases a su paso por la caldera son

- ALTERNATIVA I: 333,50 mmH_2O (UNFIRED) / 368,90 mmH_2O (COFIRED)
- ALTERNATIVA II: 288,58 mmH_2O (UNFIRED) / 317,16 mmH_2O (COFIRED)

6.6 Resumen de estimación económica

En la tabla 6.19 se detalla el desglose del presupuesto previsto para cada alternativa. Los precios de los diversos equipos mostrados en la tabla 6.19 se han seleccionado tras comprobar precios de múltiples suministradores nacionales e internacionales de renombre, con el fin de alcanzar cifras lo más fieles posible a la realidad.

Concepto	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Partes a presión		
Tubos SA-213-TP304H	18.799	39.952
Tubos SA-213-T22	25.589	16.741
Tubos acero al carbono	126.255	101.407
Colectores SA-335 P91	7.831	7.270
Colectores SA-335 P22	3.510	2.417
Colectores SA-106 GrB	10.335	9.880
Calderín Alta Presión	156.404	156.404
Calderín Media Presión	13.582	13.582
Válvulas seguridad alta presión	30000	30.000
Válvulas seguridad media presión	20000	20.000
Válvulas seguridad precalentador	10000	10.000
Material quemadores		
Quemadores de conducto	157.000	157.000
Detectores de llama	5.000	5.000
Tren de válvulas principal	21.250	21.250
Frontales de quemadores	26.000	26.000
Aire de refrigeración	15.750	15.750
Tuberías de interconexión	9.000	9.000
Sistema Impulsión		
Bomba de agua de alimentación	53.500	58.850
Bomba de recirculación	19.500	21.450
Tuberías de interconexión	21.200	21.200
SCR		
Catalizador	200.000	180.000
AIG	400.000	400.000
Instrumentación y control	75.000	75.000
Montaje y PEM	2.860.448	2.490.809
Ingeniería	1.321.920	1.321.920
Contingencias	143.022	132.843
Seguro	286.045	265.686
Beneficio	1.144.179	1.062.745
TOTAL	7.151.121	6.642.157

Tabla 6.19 – Resumen de estimación económica del proyecto



Los pesos considerados para la estimación económica de los bancos de tubos de que se componen las dos alternativas propuestas en el presente proyecto académico son los mostrados previamente en la tabla 6.12. Las estimaciones de pesos de colectores y calderines que se han llevado a cabo para obtener los precios totales mostrados, han sido realizadas de acuerdo a lo indicado el apartado 5 Estudio económico del presente proyecto académico.

6.7 Conclusiones finales a los resultados

En base a los resultados técnicos obtenidos, así como al estudio económico desarrollado pueden resultarse las siguientes conclusiones finales:

- Se han cumplido los requisitos de diseño, planteando dos posibilidades diferentes, y se ha verificado su comportamiento a dos cargas distintas. La máxima carga de caldera se ha alcanzado mediante un sistema de postcombustión que proporciona 37 MWt extra a los 105 MWt originales de la turbina de gas, según lo especificado en el apartado 3.2.1 Datos de operación.
- El comportamiento térmico de la instalación es muy similar en ambas alternativas, pues se pretenden alcanzar los mismos requisitos. La eficiencia térmica de la caldera como intercambiador de calor mejora un 11% aproximadamente de modo UNFIRED a modo COFIRED debido al uso de los quemadores de conducto y a los nuevos requisitos de producción.

La eficiencia de la caldera aumenta mucho en modo COFIRED fundamentalmente porque se hace pasar más caudal de agua por el circuito agua/vapor y se aprovecha para obtener temperaturas mucho más altas de vapor. Aparte, en las calderas de recuperación de calor que funcionan con presión deslizante, como se ha considerado en el presente proyecto académico, las diferencias entre las temperaturas alcanzadas con los quemadores de conducto aumentan respecto de las temperaturas de saturación a las nuevas presiones, de modo que hay más margen para recuperar calor de los gases [9].

Estas condiciones llevan finalmente a tener temperaturas de gases ligeramente inferiores a la salida en la chimenea en modo COFIRED, cuando las temperaturas de entrada de gases a los bancos son muy superiores.

- Aunque un quemador de 5 rampas, como el considerado, puede funcionar en regulación, apagando algunas de sus rampas según se requiera, el diseño únicamente se ha verificado a baja carga (modo UNFIRED), donde se van a tener los puntos de contacto y de aproximación más exigentes, y a máxima carga (modo COFIRED), cuyas

temperaturas y presiones deberán tenerse en cuenta para el diseño de las partes a presión, así como del sistema de reducción de NO_x.

Con la configuración propuesta, una caldera de este tipo podría función de continuo en modo de postcombustión.

- Para iguales condiciones de gases de entrada, se ha conseguido aumentar los coeficientes globales de transferencia de calor mediante modificaciones geométricas de los tubos que, a su vez, han propiciado ciertas mejoras en las propiedades fluido interno. De modo que los parámetros que se considera han afectado positivamente han sido:
 - Reducción de diámetro de tubos, aumentando las velocidades en el interior de los tubos.
 - Aumento de la proporción de área de tubo frente a área de aleta.
 - Las aletas más cortas y, por tanto, su rendimiento es mayor, para espesores de aleta similares. Este resultado es esperable, según se observa en el gráfico de la figura 6.4.

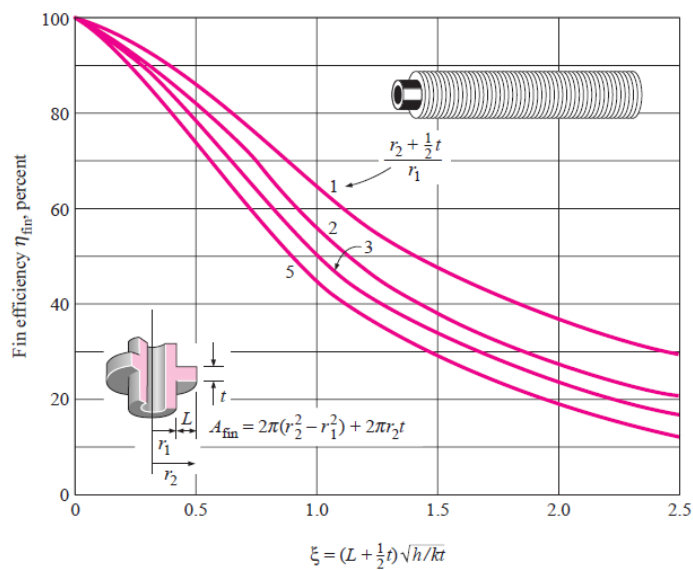


Figura 6.4 – Rendimiento de aletas anulares. Fuente:[8]

En base a los resultados obtenidos, se ha comprobado que la reducción total del área de transferencia de calor necesaria es una consecuencia de estos tres puntos mencionados, propiciando un diseño más eficiente, teniendo en cuenta la cantidad de material empleado.

- Para iguales condiciones de gases de entrada, se ha conseguido una reducción significativa de la pérdida de carga en el lado gas, mediante la compactación del diseño. Como se ha discutido previamente, los parámetros que han influido positivamente en la reducción de la misma han sido:
 - Reducción del diámetro exterior de tubo.
 - Reducción de número de filas por banco.
 - Espaciado transversal entre tubos del mismo banco.

Las temperaturas de los gases marcan la diferencia fundamental entre los resultados en modo UNFIRED y COFIRED, puesto que las disposiciones geométricas se mantienen. Sin embargo, como los perfiles de temperaturas de ambas alternativas son similares, no se presenta como un factor determinante en la comparación entre ambas.

Según se ha comentado en el apartado 3, la pérdida de potencia en el alternador de la turbina es de un 1% por cada 50 mmH₂O a través de la caldera, de modo que:

	ALT1_UNF	ALT2_UNF	ALT1_COF	ALT2_COF
Potencia turbina gas (MWt)	105	105	105	105
Rendimiento bruto turbina gas En ciclo simple (%)	42	42	42	42
Potencia eléctrica neta turbina gas (MWe)	44	44	44	44
Pérdida carga en caldera (mmH ₂ O)	333,50	288,58	368,90	317,16
ΔPot. alternador turbina gas (MWe)	-6,67	-5,77	-7,38	-6,34
Potencia eléctrica final TG (MWe)	37,33	38,23	36,62	37,66
Rendimiento bruto turbina de gas en ciclo combinado (%)	35,55	36,40	34,87	35,87

Tabla 6.20 – Variación de potencia en alternador de TG, por la pérdida de carga de gases a través de la caldera

En base a lo observado en la tabla 6.20, el diseño llevado a cabo en la ALTERNATIVA II presenta claras ventajas en cuanto a valores de pérdida de carga en el lado gas. La diferencia de pérdida de potencia de la turbina en alternador se sitúa, en el peor de los casos, en 1,01 MWe (un 2,29%) a favor de la ALTERNATIVA II (considerando un rendimiento eléctrico bruto de la turbina en ciclo simple del 42 %) [17].

De este modo, los valores de rendimiento bruto de la turbina en el ciclo combinado disminuyen hasta valores entre 34,87 y 36,40 MWe, para los casos estudiados, según se muestra en la tabla 6.20.

- El sistema de reducción de NO_x provoca un impacto considerable en el rendimiento de la turbina, siendo responsable de un descenso de aproximadamente un 1% de su producción eléctrica [17].

Con el fin de valorar el impacto de la instalación de un SCR en una caldera de este tipo, se ha considerado el mismo catalizador para ambas alternativas. Las temperaturas alcanzadas en postcombustión en la ALTERNATIVA I son muy cercanas al límite de sinterización del material del catalizador escogido. En la realidad seguramente se hubiera optado por zeolitas, catalizadores preparados para condiciones de temperatura más exigentes. El catalizador escogido sería válido, pero no el óptimo. El mayor volumen de catalizador necesario en la ALTERNATIVA I penaliza más el diseño, provocando una pérdida de carga adicional.

Debido a las condiciones de inyección de la dilución de amoníaco en la corriente de gases y las condiciones de temperatura en cada una de las alternativas, la ALTERNATIVA II presenta clara ventaja en el sistema de calentamiento de la misma, de modo que se necesita menos energía eléctrica, que sería sustraída del alternador de la turbina.

- En el plano económico, la ALTERNATIVA II se vería ligeramente penalizada en las bombas de alimentación y recirculación, debido a las mayores pérdidas de carga del lado fluido debido principalmente a mayores velocidades y diámetros interiores de tubo de menor tamaño.

Sin embargo, el coste de materiales y fabricación de partes a presión, así como el de adquisición del catalizador, son mucho mayores en la ALTERNATIVA I. Es determinante el mayor coste del montaje debido a la complejidad de las maniobras, que se incrementa sustancialmente en la ALTERNATIVA I por los espacios más angostos que se manejarían, debido fundamentalmente al mayor tamaño y peso de los bancos de tubos.

Por las conclusiones anteriormente expuestas, se recomienda la ALTERNATIVA II como la variante más razonable para acometer un proyecto de este tipo.

6.8

Crítica a los resultados

A continuación se pretende ilustrar al lector sobre ciertos factores que hubieran sido críticos en un proyecto real y que, debido al enfoque académico del presente informe han sido intencionadamente considerados de cierta forma o directamente obviados. Ha de aclararse que los resultados mostrados en el apartado 4 y las conclusiones extraídas en el presente apartado 6 son válidos para los propósitos didácticos del presente proyecto académico.

Algunas de las consideraciones más importantes que habría que haber tenido en cuenta son:

- Se han empleado distintos materiales en el precalentador de cada alternativa para comprobar el efecto en la transferencia de calor al cambiar el material de los tubos. Sin embargo, el precalentador considerado en ambas alternativas debería haber sido de

inoxidable, puesto que, debido a las bajas temperaturas del fluido circulante por este banco, se alcanzan la temperatura de rocío sobre los tubos más fríos del banco. Por este motivo, el gas condensaría en ellos, provocando corrosión por oxidación si no se emplea un material adecuado.

En caso de que se hubiera considerado un combustible distinto, con cierta cantidad de azufre, el banco no habría podido considerarse, puesto que el condensar los gases se hubiera formado H₂SO₄, provocando importantes fenómenos de corrosión en los tubos [9].

- Con objeto de establecer una comparación válida y la posterior discusión al respecto, se ha empleado un catalizador que al que claramente favorecen las condiciones de funcionamiento alcanzadas en la ALTERNATIVA II. Si se dispusiera de la información adecuada, hubiera sido interesante estudiar cómo se comportaría la ALTERNATIVA II con un catalizador especialmente pensado para temperaturas más altas de operación, siempre que fueran compatibles.
- No se ha considerado dentro del alcance del presente proyecto llevar a cabo un estudio de la estructura existente, puesto que este proyecto analiza un caso hipotético. Sin embargo, en un proyecto real, tras el dimensionamiento de las partes a presión, sería crítico verificar si la instalación existente es capaz de soportar las cargas de las alternativas propuestas. Dicha verificación debería llevarse a cabo según la legislación local del país/región en que la planta se encuentre.

En el caso de España, la Normativa que regula las cargas que debe ser capaz de soportar una estructura, según las condiciones del edificio de que se trate, es el Código Técnico de Edificación (CTE).

6.9 Líneas de acción futuras

6.9.1 Estudio fluido-dinámico mediante software específico

Si se pretende llevar a cabo un estudio más detallado de la caldera para conocer de forma más detallada su comportamiento, se sugiere realizar un estudio fluido-dinámico. Puesto que en el modelo de una caldera entera con todos sus elementos quizás habría que llevar a cabo demasiadas simplificaciones, se sugiere estudiar alguno de los elementos de la misma por separado, y comparar los resultados con el mismo elemento de la opción alternativa.

Con un estudio completo de velocidades y temperaturas de ambos fluidos, así como de los tubos que forman el banco, podrían verificarse los cálculos de velocidades, pérdidas de carga y temperaturas llevados a cabo en el presente proyecto.

Aunque los resultados de la caldera de recuperación no serán necesariamente más precisos que el actual, sí que proporcionará información espacial de los gradientes de velocidades y temperaturas que ayudarán a conocer de manera fidedigna qué sucede.

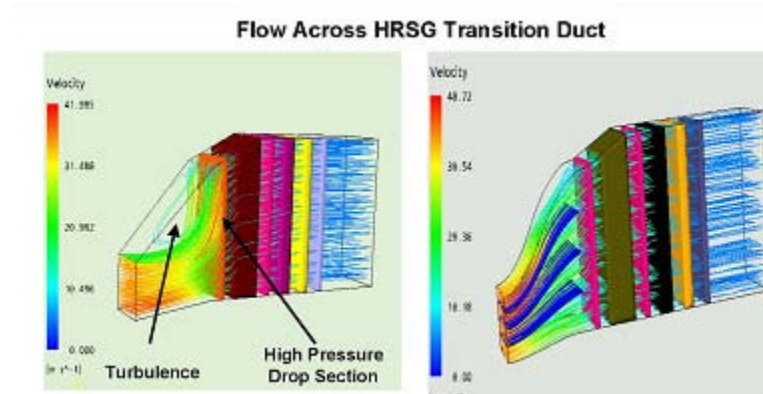


Figura 6.5 – Perfiles de velocidades de gases a su paso por un banco de tubos. Fuente: M&I Power Tech. Inc.

Sería especialmente interesante simular el paso de gases a través del catalizador monolítico, conocida la geometría del mismo para determinar de manera precisa la pérdida de carga en cada una de las alternativas puesto que las condiciones de temperatura de gases y volumen de catalizador varían sustancialmente. Si bien la aproximación realizada es válida para el propósito perseguido en el presente proyecto académico, sí sería deseable tener un resultado que ratifique las suposiciones llevadas a cabo.

6.9.2 Simulación de estados transitorios en la caldera

El dimensionamiento mecánico de la caldera, así como los resultados de los balances de materia y energía para ambas alternativas han sido estudiados en modo UNFIRED y en modo COFIRED. Sin embargo, ambos representan modos estacionarios de funcionamiento de la misma.

Cuando se arranca una caldera de recuperación (y cualquier caldera industrial), hay que seguir un protocolo de actuación definido puesto que el comportamiento de la caldera no es igual al de operación continua. Es durante estos momentos cuando los tubos de caldera están sometidos a una mayor fatiga, principalmente debido a que la cantidad de agua circulando por los circuitos es superior a la de diseño, motivo por el cual las presiones soportadas en los mismos son muy altas. También influyen en gran medida los grandes saltos térmicos que deben soportar entre el lado vapor y el lado gas durante los momentos iniciales del arranque, que provocan *stress* térmico [5, 9].



La caldera también sufre, aunque en menor medida, durante las paradas o si opera en regulación constantemente.

Por motivos como estos, es mandatorio según la Normativa ASME llevar a cabo la prueba hidrostática del equipo antes de su puesta en marcha [1]. Como ya se ha indicado, esta prueba se lleva a cabo con agua (que es fluido incompresible) y a una presión una vez y media superior a la de diseño de los circuitos.

Sin embargo, acciones como las anteriormente descritas afectan de manera negativa a la vida útil de las partes a presión de la caldera. De modo que se propone, mediante programas de elementos finitos como SOLID WORKS o ANSYS, estudiar cómo afecta a diferentes bancos de una caldera de este tipo un arranque desde frío hasta plena carga (modo UNFIRED y modo COFIRED por separado). Para ello podría suponerse inicialmente un gradiente de temperaturas de gases lineal con el tiempo y observar cómo evoluciona el lado agua/vapor. De ese modo, tomando un intervalo suficientemente amplio de tiempo, se podría establecer a qué tipo de curva se ajusta la curva de arranque óptima y por qué motivos.

7 COSTE ECONÓMICO DEL PROYECTO

A modo orientativo, y con el fin de dar una idea de los plazos manejados en la consecución del presente proyecto académico, se presenta continuación un desglose de los costes que podrían asociarse a la realización del proyecto.

CONCEPTO	U	CANTIDAD	(EUR/U)	(EUR)	NOTAS
Horas de proyecto académico					
Aprendizaje	h	1.020,00	4,67	4.760,00	considerado (1) becario, (10) meses
Documentación	h	510,00	11,67	5.950,00	considerado (1) ingeniero junior, (3) meses
Desarrollo de cálculos	h	340,00	11,67	3.966,67	considerado (1) ingeniero junior, (2) meses
Evaluación de los resultados	h	340,00	11,67	3.966,67	considerado (1) ingeniero junior, (2) meses
Redacción de la memoria	h	595,00	11,67	6.941,67	considerado (1) ingeniero junior, (3,5) meses
Compras					
Material de oficina				200,00	
Equipo informático				346,46	1.500 EUR amortizados en 5 años a un 5% de interés interanual
Licencia software				10.000,00	Cuota única, uso indefinido sin derecho a actualizaciones
Normativa ASME vol. I				321,43	
Normativa ASME vol. II				2.142,86	Se ha considerado la compra de todos sus anexos
Otros					
Desplazamientos	km	700,00	0,40	280,00	Kilometraje a 0,40 EUR/km; considerados (10) viajes ida/vuelta de Las Rozas a Leganés
Alquiler de local		1.785,00	0,69	1.239,58	Precio 500 EUR/mes; no se considera la etapa de aprendizaje
Gastos generales				17.043,80	30% del total; se incluye luz, agua, electricidad, ADSL,...

COSTE TOTAL	EUR	57.307,62
--------------------	------------	------------------

Tabla 7.1 – Coste económico del proyecto

Para el cálculo de los costes reflejados en la tabla 7.1, se ha considerado que los trabajos se han desarrollado de forma continua, en jornadas de 9h diarias (L-J) y 6,5h (V), 42,5h a la semana.

Los conceptos de “equipo informático”, “licencia de software”, “Código ASME vols. I y II”, han sido prestados por cortesía de Foster Wheeler durante la realización del proyecto.

Este valor se considera una mera estimación económica del hipotético coste de realización del presente proyecto académico.



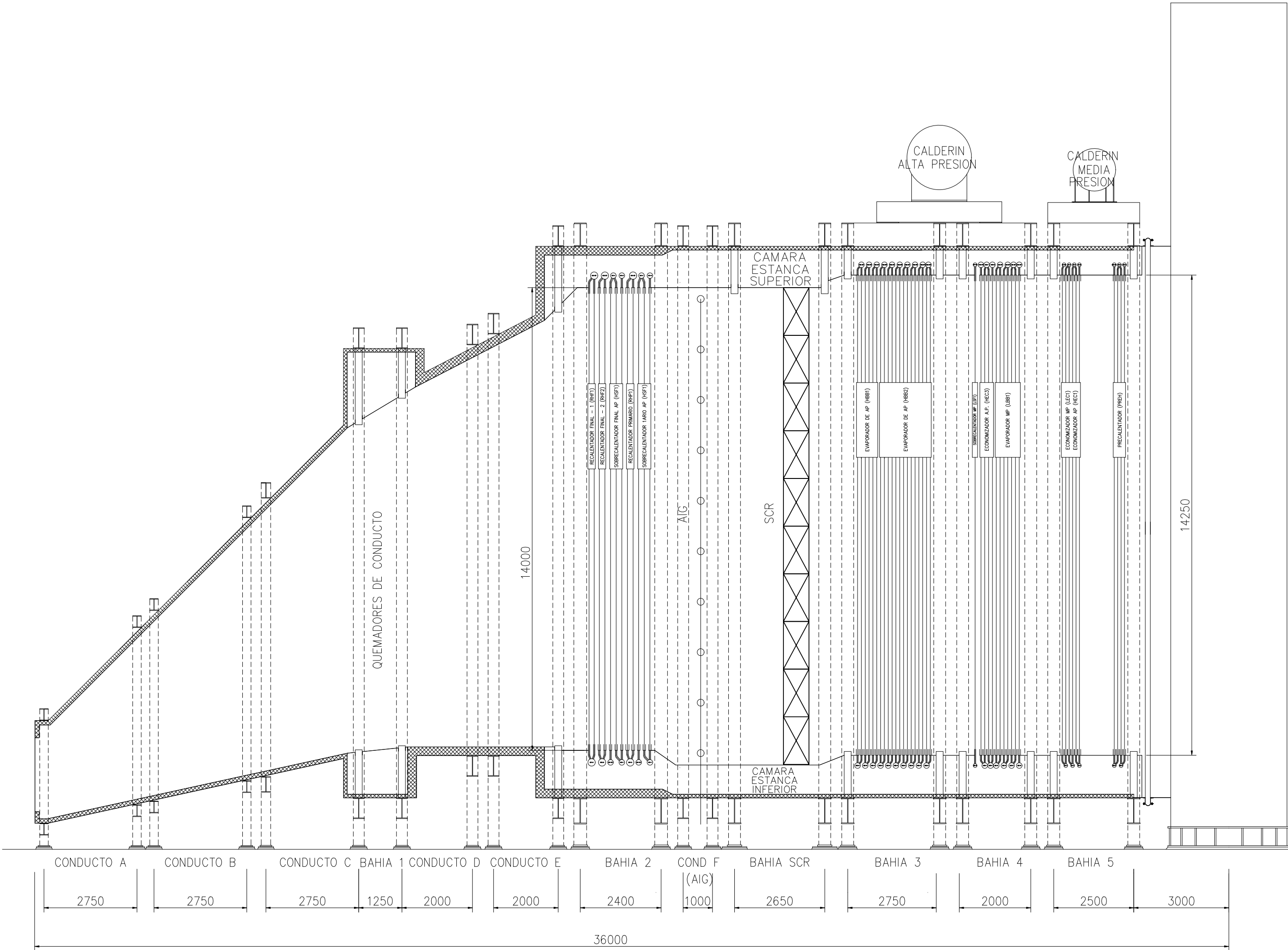
ANEXO I: PLANOS DE DISPOSICIÓN DE BANCOS

En el presente apéndice se puede encontrar los planos de disposición general en vista lateral y planta, para cada una de las geometrías planteadas en cada una de las alternativas. Los planos han sido realizados enteramente por el autor del proyecto académico.

El software empleado para dibujar los planos ha sido el ZWCAD 2011 para Windows 7, un programa alternativo al más conocido AutoCAD.

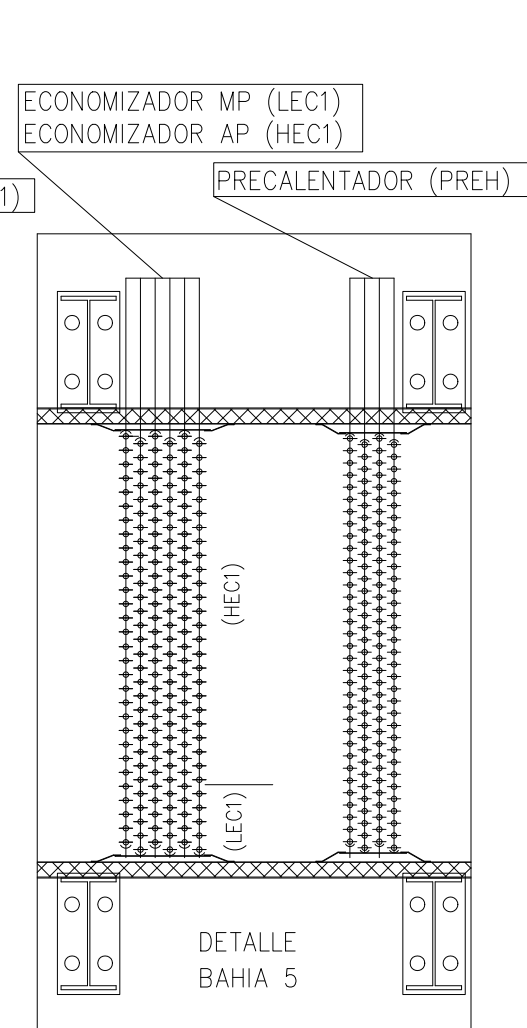
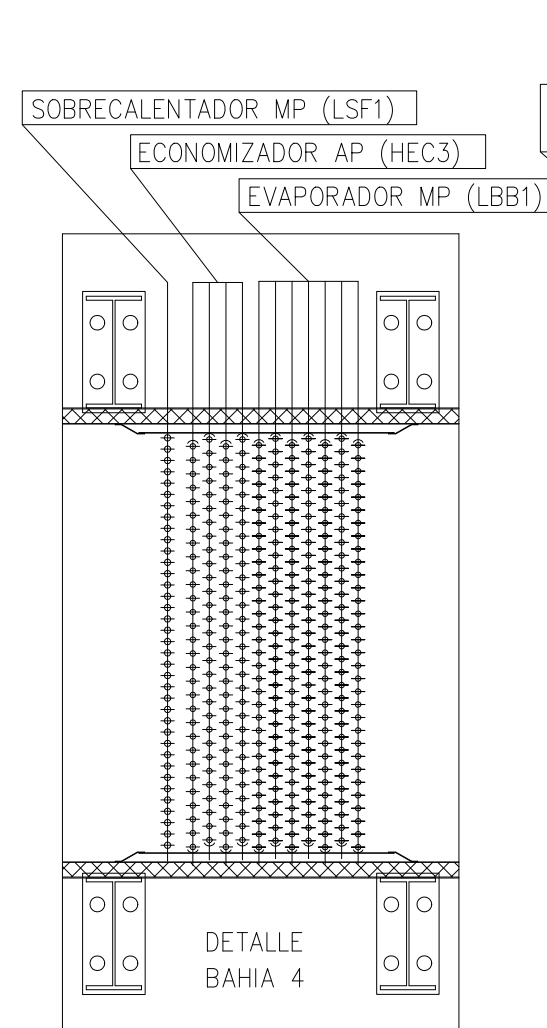
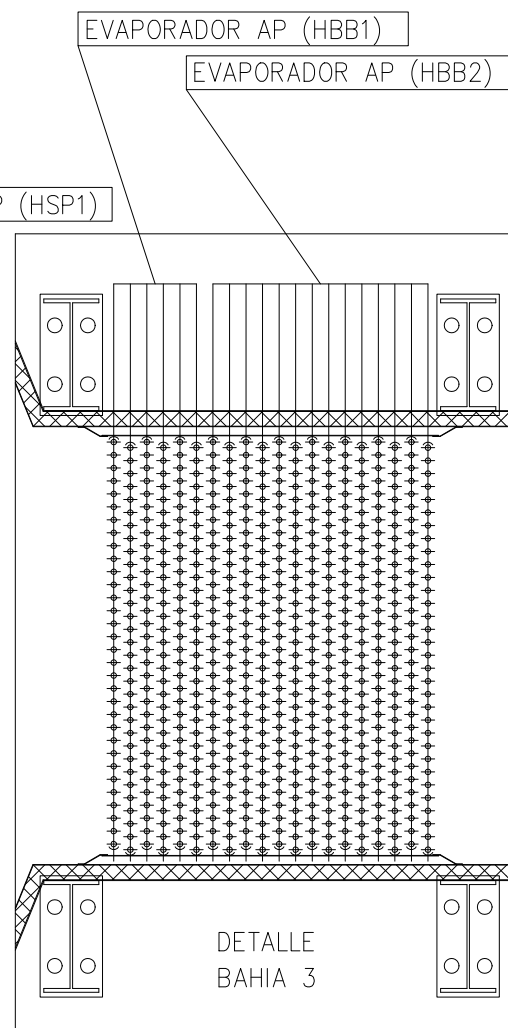
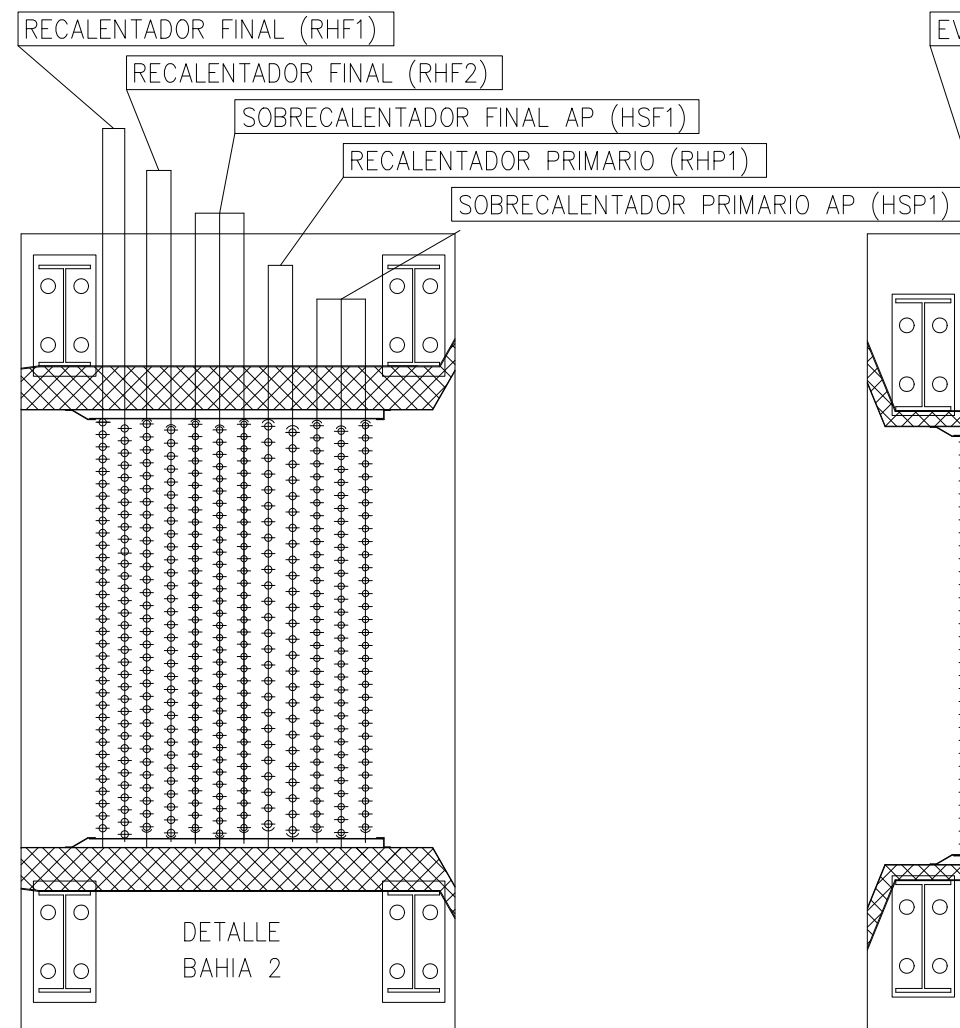
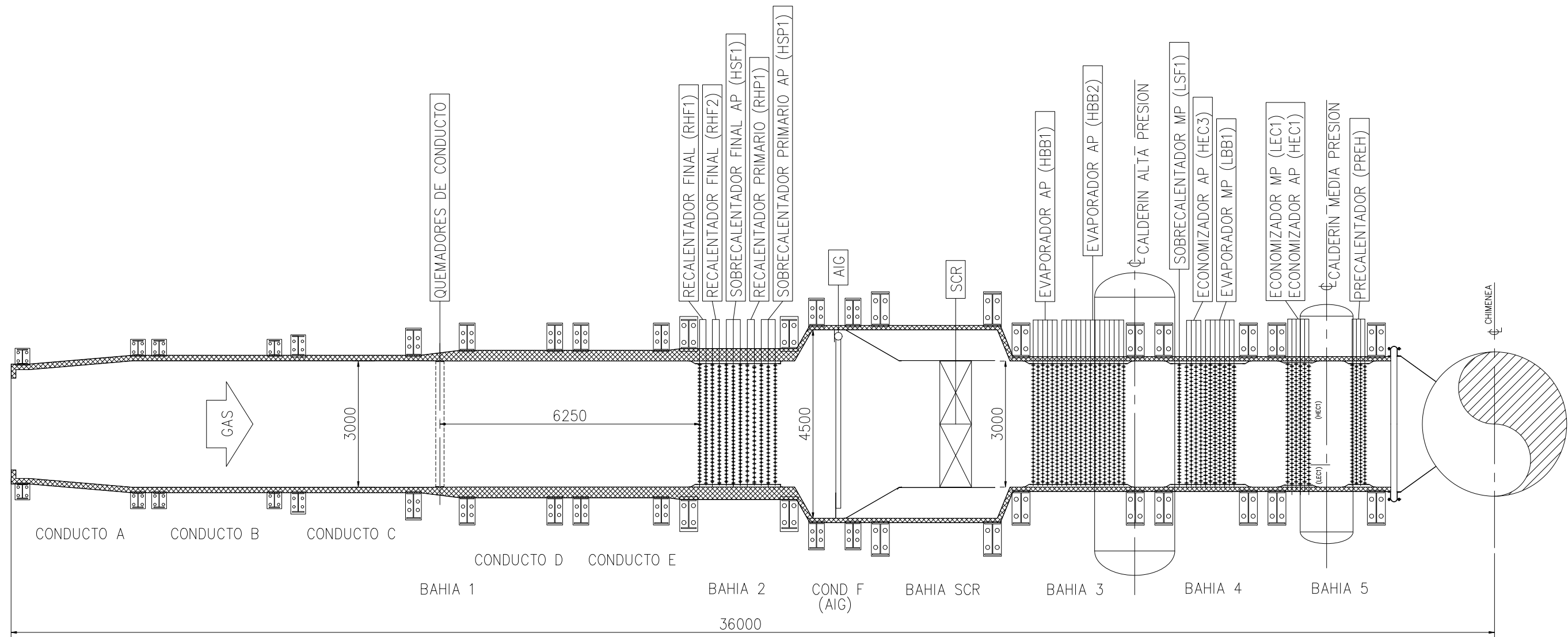
La información proporcionada en estos planos ayudará al lector a comprender mejor la magnitud del trabajo llevado a cabo durante la realización de este proyecto y permitirá apreciar sus implicaciones geométricas claramente.



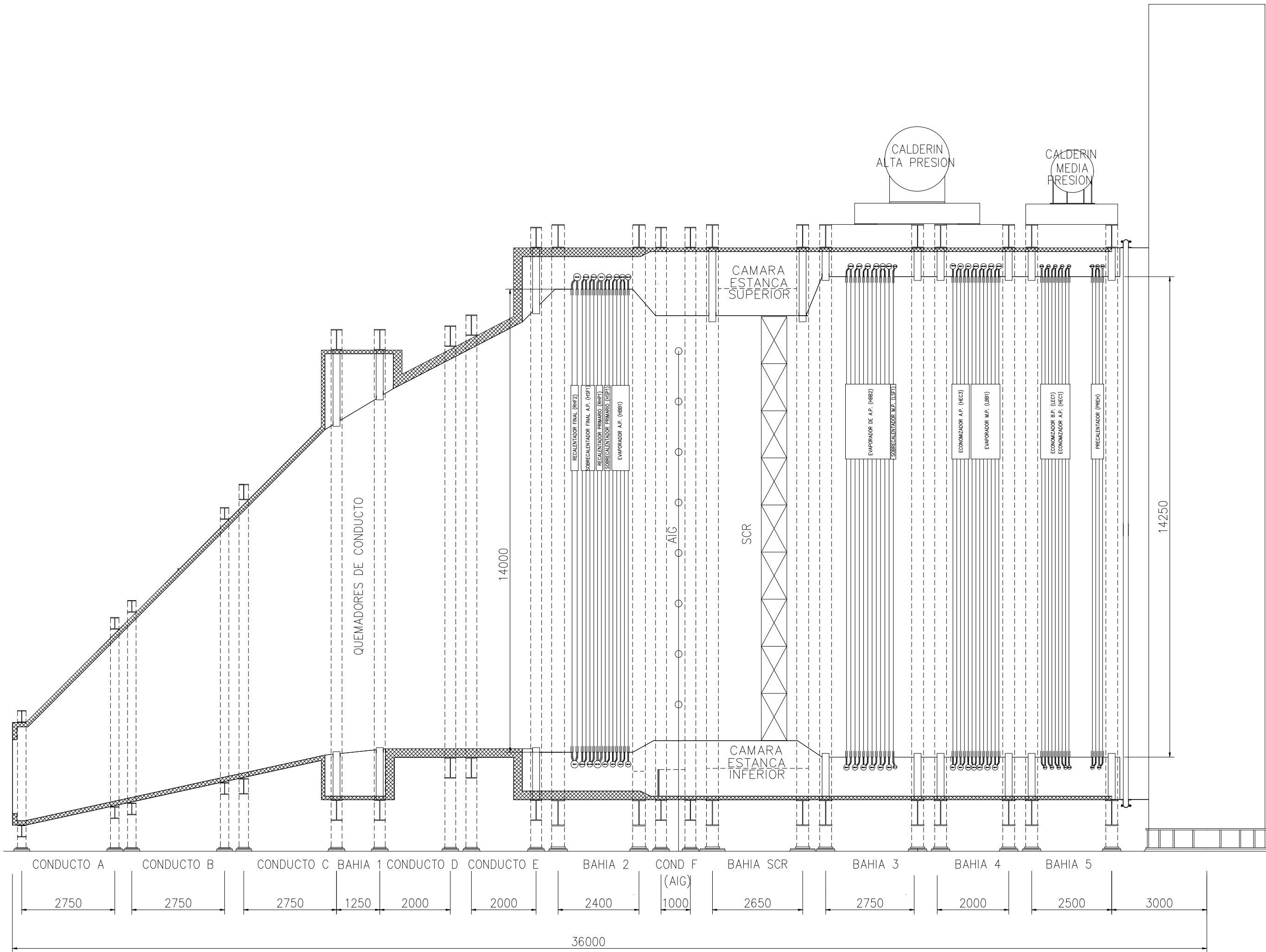


0	07/07/11	PLANO DE DISPOSICION GENERAL	MFR
REVISION	FECHA	DESCRIPCION	DIBUJADO
 PROYECTO FIN DE CARRERA: RETROFIT DE UNA CALDERA DE RECUPERACION HORIZONTAL CON UNIDAD DE REDUCCION DE NOx MEDIANTE TECNOLOGIA SCR			
ALTERNATIVA I DISPOSICION GENERAL CALDERA VISTA LATERAL			
MIGUEL IBAÑEZ FERNANDEZ DE RETANA			
DIBUJADO POR	MFR	07/07/11	Nº. PFC-MIFR-001



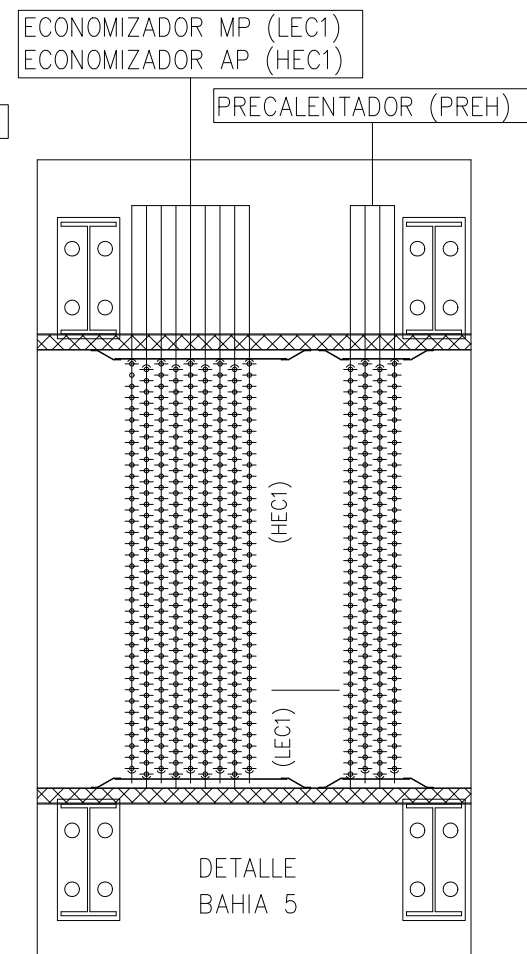
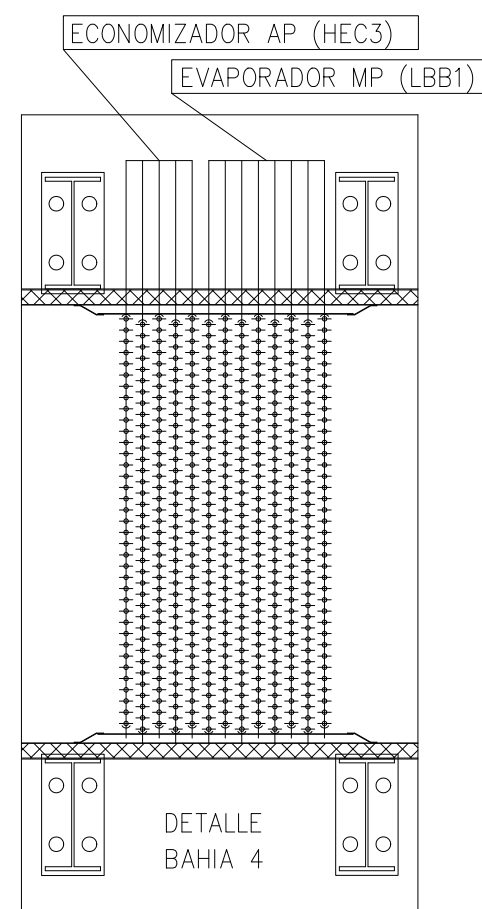
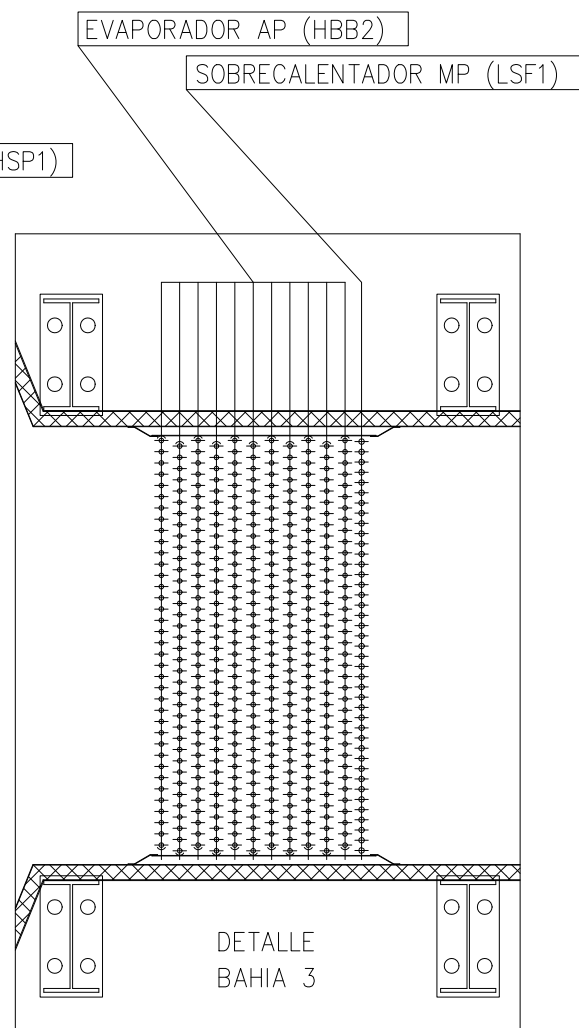
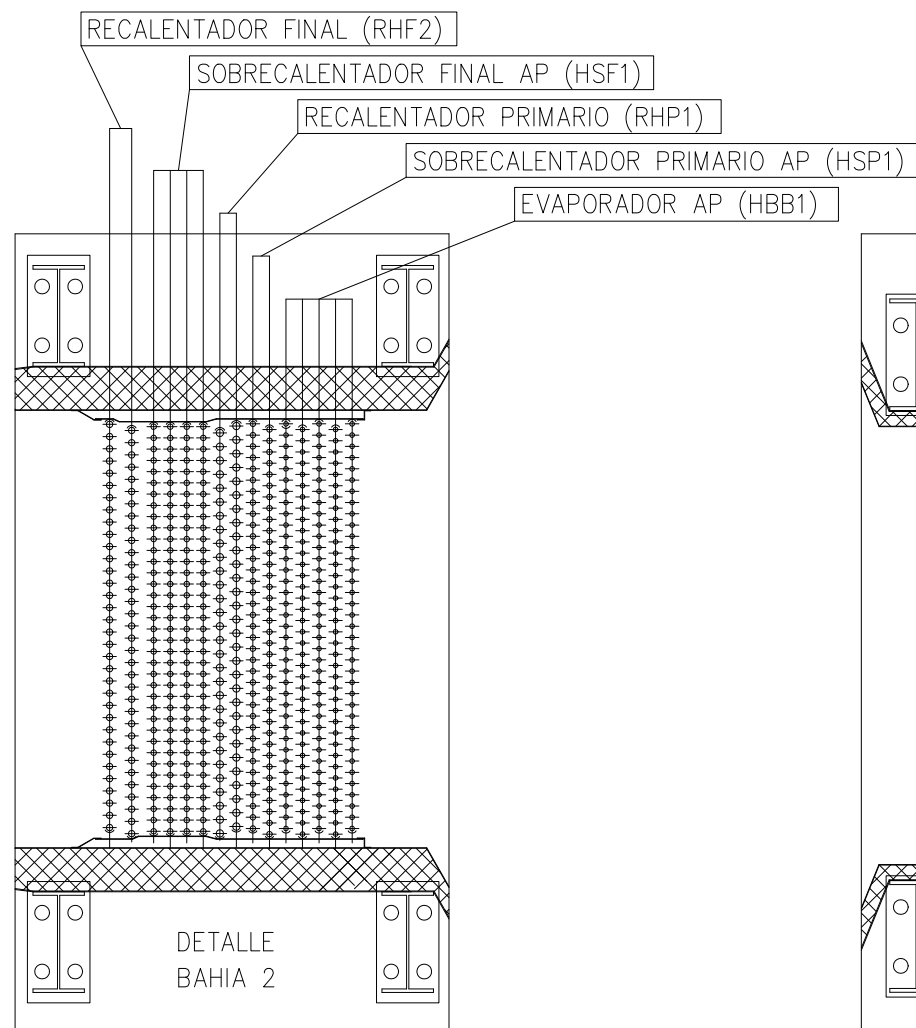
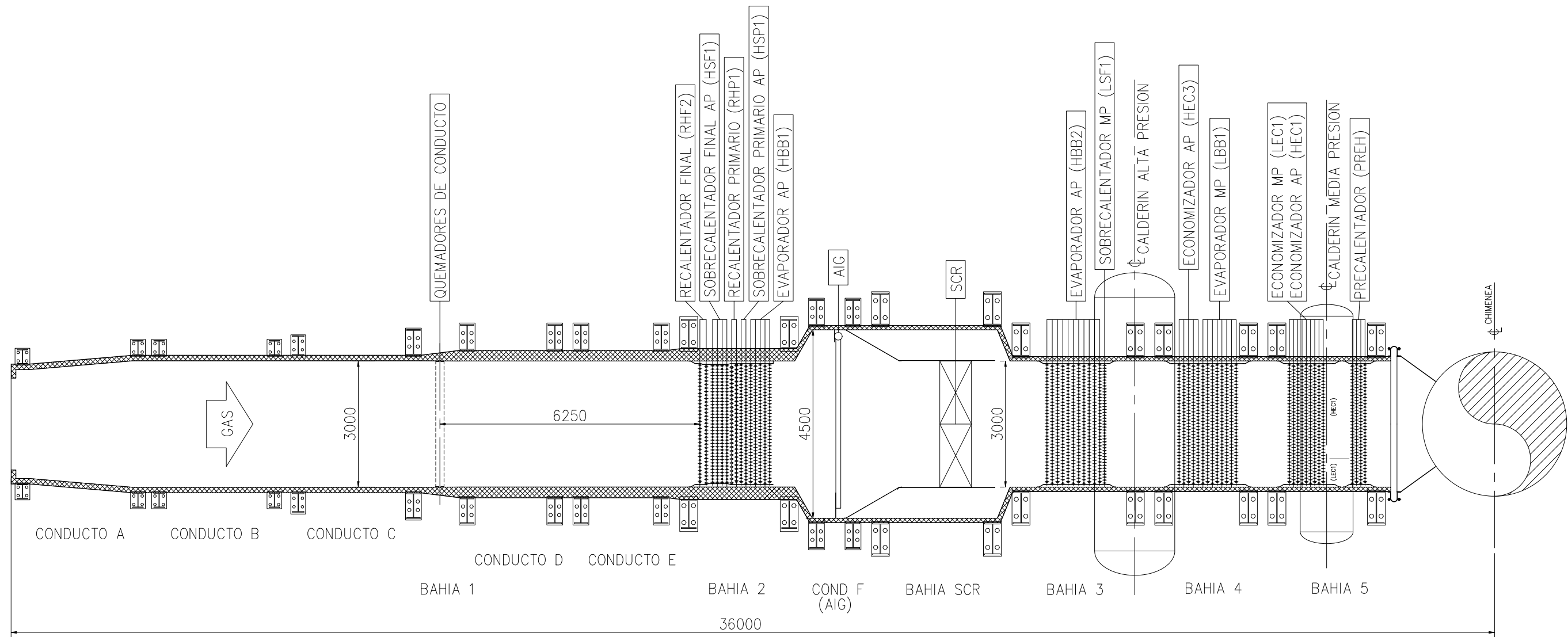






0	07/07/11	PLANO DE DISPOSICION GENERAL	MFR
REVISION	FECHA	DESCRIPCION	DIBUJADO
 PROYECTO FIN DE CARRERA: RETROFIT DE UNA CALDERA DE RECUPERACION HORIZONTAL CON UNIDAD DE REDUCCION DE NOx MEDIANTE TECNOLOGIA SCR			
ALTERNATIVA II DISPOSICION GENERAL CALDERA VISTA LATERAL			
MIGUEL IBAÑEZ FERNANDEZ DE RETANA			
DIBUJADO POR	MFR	07/07/11	Nº. PFC-MFR-003









ANEXO II: RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS TÉRMICOS Y PÉRDIDAS DE CARGA

En el presente apéndice se puede encontrar los resultados del dimensionamiento térmico y pérdidas de carga, tal y como el software empleado los presenta. Posteriormente, se ha llevado a cabo una importante labor de post-tratamiento de los mismos para presentarlos debidamente en el presente informe.

El software empleado es el HRSG2000, desarrollado en 1990 por I. Alkan, en colaboración con C. Cha, y es propiedad de Foster Wheeler. La versión del programa empleada es la 2.0.0, revisión que data de enero de 2011 y que funciona sobre la plataforma Windows 7. Este programa, para calderas de recuperación con cierta complejidad, como las consideradas, necesita entre 15 y 25 iteraciones (<1segundo) para que converjan los resultados del balance térmico, en base siempre a las características geométricas fijadas por el diseñador. Este procedimiento iterativo manual es lento y su duración es cercana a las 2 semanas en dedicación completa para cuadrar cada caso.

Se ha considerado necesaria la inclusión del presente apéndice puesto que la información presentada en el mismo puede ser de gran utilidad para ahondar más en el tema propuesto o bien con el fin verificar los resultados presentados.

Se advierte al lector que, dado que el software con que se ha desarrollado el presente proyecto académico pertenece a una multinacional estadounidense, las cifras reflejadas en los resultados usan como separador decimal un punto; por el mismo motivo, se utiliza una coma, en lugar de un punto, como separador de millares.



ALTERNATIVA I, UNFIRED

INPUT LISTING

```
ARRAN = S UFACT = 1.000 TAMB = 59.0
NCC = 34 IGAS = 0
TGFRAC = 14.700 7.300 71.800 5.000 0.000 1.200 0.000 0.000 0.000 0.000
WGAS, GTIN, ELEV, ITER, EROR = 1069318.00 837.00 95.00 100 0.00
ICASE, WAIR, WFUEL, HHV, GAP, NPRINT = 1 0.0 0. -19416. 20.0 0
      C      S      O2      H2O      N2      H2      CO      CO2
FUEL = 0.0000 0.0000 0.0400 0.0000 0.6700 0.0000 0.0000 3.9400
      H2S      CH4      C2H6      C3H8      C4H10      C5H12      C6H14      C2H2
FUEL = 0.0800 90.2900 3.7500 0.9300 0.2400 0.0600 0.0000 0.0000
      C2H4      C3H6 C4H10ISO C6H6      C7H8      C8H10 C10H8
FUEL = 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
                        24-FEB-11 13:29:59
```

FOSTER WHEELER ENERGY INTERNATIONAL, INC.
NEW JERSEY, USA

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM

Jan 1, 2011

TITLE : ALT_1_UNF

UNITS : US CUSTOMARY

GAS ENTHALPY : ASME

INPUT FILE : C:\DOCUME~1\MI BANEZ\LOCALS~1\TEMP\tempHRSG.IN
OUTPUT FILE : C:\DOCUME~1\MI BANEZ\LOCALS~1\TEMP\tempHRSG.PRN



INPUT MIRROR

ALT_1_UNF

S E1.000 059.00 0 0 0

34 0

0	2	0	0	0	15	0	1	BURN
1	3	3	0	0	2	0	2	RHF1
2	4	26	2	0	2	0	3	RHF2
3	5	5	0	0	2	1	4	HSF2
4	6	24	4	0	2	1	5	HSF1
5	7	7	26	0	2	0	6	RHP1
6	8	31	6	0	2	0	7	RHDM
7	9	0	31	0	2	0	8	COLD
8	10	10	24	0	2	0	9	HSP2
9	11	33	9	0	2	0	10	HSP1
10	12	34	33	0	0	0	11	HBB1
11	13	34	33	0	0	0	12	HBB2
12	14	15	31	0	2	0	13	LSF1
13	15	16	34	0	1	0	14	HEC3
14	16	17	13	0	0	0	15	LBB1
15	18	18	14	0	1	0	16	HEC2
16	19	30	15	0	1	0	17	LEC1
16	19	27	16	0	1	0	18	HEC1
17	20	0	0	18	5	0	19	GADD
19	21	0	29	0	1	0	20	FEED
20	22	32	0	0	1	0	21	PREH
21	23	0	32	0	1	0	22	RCRC
22	0	0	32	0	1	0	23	COND
0	0	9	5	27	8	0	24	HPDS
0	0	29	27	0	9	0	25	HPMP
0	0	6	3	30	8	0	26	RHDS
0	0	25	18	24	6	0	27	SPL3
0	0	29	30	0	9	0	28	IPMP
0	0	20	28	25	6	0	29	SPL6
0	0	28	17	26	6	0	30	spl4
0	0	8	7	13	7	0	31	ADD6
0	0	22	21	23	7	0	32	ADD8
0	0	11	10	12	7	0	33	ADD9
0	0	14	12	11	6	0	34	SPL7

BURN

0	0	1	20	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.001	0.001	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.75

- 1

RHF1

0	0	1	0	0	1	0	2	0.133	45.3	
34	2	68	3.347	6.614173	0.02	0.7499999	0.047244	27	11	
1.000034E-03	1.000034E-03	-1.02	0	236.1	0	0	0	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0.1563	0	0	0.75	0

RHF2

0	0	1	0	0	1	0	2	0.133	45.3	
32	2	64	3.528	6.614173	2.5	0.5	0.0472	27	11	
1.000034E-03	1.000034E-03	-1.02	0	-1	0	0	0	0	0	0



	0	1	0	0	0	0	0.1563	0	0	0.75	0
HSF2											
	0	0	1	0	0	1	0	1.75	0.266	45.3	
	30	1	30	3.966	6.614173	6	0.7499999	0.0472	27	9	
	2.001	2.001	-1.02	0	873.7	0	0	0	0	0	
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0	0	0.75	0
HSF1											
	0	0	1	0	0	3	0	1.75	0.266	45.3	
	34	3	34	3.324	6.614173	4.5	0.5	0.0472	27	11	
	1.000034E-03	1.000034E-03	-1.02	0	-1	0	0	0	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0	0	0.75	0
RHP1											
	0	0	1	0	0	1	0	2	0.133	45.3	
	26	3	78	4.328	6.614173	6	0.875	0.0354	27	28	
	1.000034E-03	1.000034E-03	-1.02	0	-1	0	0	0	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0	0	0.75	0
RHDM											
	0	0	1	0	0	1	0	2	0.18	49.2126	
	26	2	52	4.84252	6.614173	0.1	0.1	0.0472	27	8	
	3.001	3.001	-1.02	0	243.7	0	0	0	0	0	
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0	0	0.75	0
COLD											
	-78261	529	1	0	0	1	0	2	0.105	70	
	60	1	60	5.687	5.5	0.1	0.1	0.0472	27	8	
	3.001	3.001	0	0	243.7	0	0	0	0	0	
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0	0	0.75	0
HSP2											
	0	0	1	0	0	2	0	1.75	0.22	45.3	
	32	2	32	3.937008	4.5	6	1	0.0354	27	28	
	2.001	2.001	-1.02	0	-1	0	0	0	0	0	
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0	0	0.75	0
HSP1											
	0	0	1	0	0	3	0	1.75	0.222	45.3	
	32	3	32	3.528	4.5	6	0.625	0.0354	27	28	
	1.000034E-03	1.000034E-03	-1.02	0	-1	0	0	0	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0	0	0.75	0
HBB1											
	406999.9	0	1	0	0	1	0	1.5	0.15	45.3	
	32	6	192	3.528	4.5	6	0.7499999	0.0354	1	4	
	1.000034E-03	1.000034E-03	-1.02	0	-1.25	0	0	0	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0	0	0.75	0
HBB2											
	406999.9	0	1	0	0	1	0	1.5	0.15	47	
	32	14	448	3.528	4.5	6	0.7499999	0.0354	1	4	
	1.000034E-03	1.000034E-03	-1.02	0	-1.25	0	0	0	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0	0	0.75	0
LSF1											
	0	0	1	0	0	1	0	1.75	0.117	47	
	37	1	37	3.079	6	0.02	0.5	0.0354	1	2	
	1.000034E-03	1.000034E-03	-1.06	0	243.7	0	0	0	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0	0	0.75	0
HEC3											
	0	0	1	0	0	4	0	1.5	0.15	47	
	30	4	30	3.758	4.5	6	0.875	0.0354	1	4	
	1.000034E-03	1.000034E-03	-1.02	0	-1	0	0	0	0	0	0

[illegible]



	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
RHDS	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	795.9	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
SPL3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
IPMP	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
SPL6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
spl 4	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.001	0.001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.75	-1
ADD6	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.001	0.001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.75	-1
ADD8	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.001	0.001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.75	-1
ADD9	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.001	0.001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.75	-1
SPL7	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.001	0.001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.75	-1
14.7	7.3	71.8	5	0	1.2	0	0	0	0	0	0
1069318	837	95	100	0.0001							
1	0	0	-19416	20	0						
0	0	0.04	0	0.67001	0	0	3.94				
0.08	90.29	3.75	0.93	0.24	0.06	0	0				
0	0	0	0	0	0	0	0				





EXHAUST GAS ANALYSIS

	O2	H2O	N2	CO2	SO2	AR	CO	H2S	H2	CH4
VOLUME (%)	12.86	11.35	71.77	3.18	0.00	0.84	0.00	0.00	0.00	0.00
WEIGHT (%)	14.70	7.30	71.80	5.00	0.00	1.20	0.00	0.00	0.00	0.00

FLUE GAS MOLECULAR WEIGHT (lb/lbmole) = 28.00
 FLUE GAS SO2 CONCENTRATION (PPM) = 0.

BURNER DATA (NO., NAME, FUEL FLOW, GAS IN, GAS OUT): 1 BURN 0. 1069318. 1069318.

FINAL FLUE GAS ANALYSIS

	O2	H2O	N2	CO2	SO2	AR	CO	H2S	H2	CH4
VOLUME (%)	12.86	11.35	71.77	3.18	0.00	0.84	0.00	0.00	0.00	0.00
WEIGHT (%)	14.70	7.30	71.80	5.00	0.00	1.20	0.00	0.00	0.00	0.00

FLUE GAS MOLECULAR WEIGHT (lb/lbmole) = 28.00
 FLUE GAS SO2 CONCENTRATION (PPM) = 0.

NO. OF ITER = 21 REL. ERROR = 0.76463E-04 BANK NO. = 18

BANK	W FLUID	PR IN	PR OUT	TF IN	TF OUT	LMTD	Q	HF IN	HF OUT
NAME	(lb/hr)	(psi a)	(psi a)	(F)	(F)	(F)	(MMBTU/hr)	(BTU/lb)	(BTU/lb)
BURN	0.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
RHF1	104121.	237.6	236.1	777.0	791.9	51.0	0.81	1412.1	1419.8
RHF2	104121.	239.1	237.6	706.7	777.0	82.7	3.79	1375.7	1412.1
HSF1	79099.	885.5	873.7	719.9	804.4	43.0	4.11	1346.4	1398.3
RHP1	104121.	240.2	239.1	505.1	706.7	169.3	11.27	1267.5	1375.7
RHDM	104121.	243.7	243.7	505.7	505.7	0.0	0.00	1267.5	1267.5
COLD	78261.	243.7	243.7	529.0	529.0	0.0	0.00	1280.7	1280.7
HSP1	79099.	894.6	885.5	531.2	719.9	106.3	11.93	1196.5	1346.4
HBB1	54353.	896.9	896.9	512.3	531.0	119.0	37.71	502.6	1196.5
HBB2	24746.	896.9	896.9	512.3	531.0	23.2	17.17	502.6	1196.5
LSF1	25860.	244.2	243.7	399.0	439.2	115.0	0.69	1200.9	1227.6
HEC3	79099.	897.8	896.9	411.9	512.3	48.0	9.01	388.6	502.6
LBB1	25860.	245.0	245.0	391.2	399.2	55.7	21.60	365.6	1200.9
LEC1	25860.	248.5	245.0	269.5	391.2	55.5	3.28	238.9	365.6
HEC1	79099.	899.6	897.8	270.8	411.9	43.9	11.63	241.4	388.6
GADD	0.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
FEED	104959.	243.7	243.7	269.5	269.5	0.0	0.00	238.8	238.8
PREH	160500.	82.0	80.0	150.2	269.8	124.8	19.33	118.3	238.8
RCRC	53500.	80.0	80.0	269.5	269.5	0.0	0.00	238.5	238.5
COND	107000.	80.0	80.0	90.0	90.0	0.0	0.00	58.2	58.2



BANK	W GAS	GAS DP	TGIN	TGOUT	HGIN	HGOUT	PINCH	CPGAS	U
NAME	(lb/hr)	(in. H ₂ O)	(F)	(F)	(BTU/lb)	(BTU/lb)	(F)	(BTU/lb/F)	(BTU/hr/ft ² /F)
BURN	1069318.	0.00	837.0	837.0	336.4	336.4	0.0	0.000	0.00
RHF1	1069318.	0.22	837.0	834.3	336.4	335.6	57.3	0.277	9.83
RHF2	1069318.	0.34	834.3	821.4	335.6	332.1	114.7	0.277	7.24
HSF1	1069318.	0.72	821.4	807.4	332.1	328.2	87.5	0.277	6.56
RHP1	1069318.	0.79	807.4	768.9	328.2	317.6	263.8	0.276	2.58
RHDM	1069318.	0.00	768.9	768.9	317.6	317.6	0.0	0.276	0.00
COLD	1069318.	0.00	768.9	768.9	317.6	317.6	0.0	0.276	0.00
HSP1	1069318.	0.74	768.9	727.9	317.6	306.3	196.7	0.274	5.32
HBB1	1069318.	1.14	727.9	596.8	306.3	270.8	65.2	0.271	7.18
HBB2	1069318.	2.29	596.8	536.0	270.8	254.6	6.0	0.268	6.94
LSF1	1069318.	0.06	536.0	533.9	254.6	254.0	134.9	0.267	7.57
HEC3	1069318.	0.63	533.9	502.0	254.0	245.5	90.1	0.266	5.88
LBB1	1069318.	1.00	502.0	425.0	245.5	225.1	25.8	0.264	7.26
LEC1	178576.	0.96	425.0	354.3	225.1	206.6	84.8	0.262	6.91
HEC1	890742.	0.98	425.0	374.8	225.1	212.0	104.0	0.262	6.28
GADD	1069318.	0.00	371.4	371.4	211.1	211.1	0.0	0.262	0.00
FEED	1069318.	0.00	371.4	371.4	211.1	211.1	0.0	0.262	0.00
PREH	1069318.	0.30	371.4	301.4	211.1	192.9	151.2	0.260	10.12
RCRC	1069318.	0.00	301.4	301.4	192.9	192.9	0.0	0.260	0.00
COND	1069318.	0.00	301.4	301.4	192.9	192.9	0.0	0.260	0.00

BANK TOTAL		9.22							
HRSG TOTAL		9.22							

APPROACH TEMP. FOR BANK HBB1 = 19.2 F
 APPROACH TEMP. FOR BANK HBB2 = 19.2 F
 APPROACH TEMP. FOR BANK LBB1 = 8.0 F

HPDS BANK, SPRAY FLOW = 0. (lb/hr)

RHDS BANK, SPRAY FLOW = 0. (lb/hr)

BANK BURN HEAT ADDED 0.0 MMBTU/hr (LHV)

HRSG THERMAL EFFICIENCY = 69.26 % (H = 130.73 BTU/lb @ 59.0 F)

HEAT BALANCE:

	M BTU/HR
FLUD GAS	153.47
HEAT LOSS	1.15
PUMP ADDED ENERGY	0.21

NET TRANSFERED	152.53
WATER/STEAM	152.47
ERROR =	-0.04%



 | WARNINGS: |

PERFORMANCE SUMMARY

BANK NO	FLUID IN TEMP (F)		FLUID OUT TEMP (F)	W (lb/hr)	Q (BTU/hr)
		GAS T= 837.0 F *****			
1	0.0	--> * BURN * -->	0.0	0.0000E+00	0.0000E+00
		GAS T= 837.0 F *****			
2	777.0	--> * RHF1 * -->	791.9	0.1041E+06	0.8062E+06
		GAS T= 834.3 F *****			
3	706.7	--> * RHF2 * -->	777.0	0.1041E+06	0.3788E+07
		GAS T= 821.4 F *****			
4	804.4	--> * HSF2 * -->	804.4	0.7910E+05	0.0000E+00
		GAS T= 821.4 F *****			
5	719.9	--> * HSF1 * -->	804.4	0.7910E+05	0.4105E+07
		GAS T= 807.4 F *****			
6	505.1	--> * RHP1 * -->	706.7	0.1041E+06	0.1127E+08
		GAS T= 768.9 F *****			
7	505.7	--> * RHDM * -->	505.7	0.1041E+06	0.0000E+00
		GAS T= 768.9 F *****			



8	529.0	--> *	COLD	* -->	529.0	0.7826E+05	0.0000E+00

GAS T= 768.9 F							
GAS T= 768.9 F							

9	719.9	--> *	HSP2	* -->	719.9	0.7910E+05	0.0000E+00

GAS T= 768.9 F							
GAS T= 768.9 F							

10	531.2	--> *	HSP1	* -->	719.9	0.7910E+05	0.1193E+08

GAS T= 727.9 F							
GAS T= 727.9 F							

11	512.3	--> *	HBB1	* -->	531.0	0.5435E+05	0.3771E+08

GAS T= 596.8 F							
GAS T= 596.8 F							

12	512.3	--> *	HBB2	* -->	531.0	0.2475E+05	0.1717E+08

GAS T= 537.0 F							
GAS T= 537.0 F							

13	399.0	--> *	LSF1	* -->	439.2	0.2586E+05	0.6924E+06

GAS T= 533.9 F							
GAS T= 533.9 F							

14	411.9	--> *	HEC3	* -->	512.3	0.7910E+05	0.9008E+07

GAS T= 502.0 F							
GAS T= 502.0 F							

15	391.2	--> *	LBB1	* -->	399.2	0.2586E+05	0.2160E+08

GAS T= 425.0 F							
GAS T= 425.0 F							

16	411.9	--> *	HEC2	* -->	411.9	0.7910E+05	0.0000E+00

GAS T= 425.0 F							
GAS T= 425.0 F							

17	269.5	--> *	LEC1	* -->	391.2	0.2586E+05	0.3279E+07



```

*****
GAS T= 354.3 F

GAS T= 425.0 F
*****
18      270.8  --> *   HEC1   * --> 411.9  0.7910E+05  0.1163E+08
*****
GAS T= 374.8 F

GAS T= 371.4 F
*****
19      0.0    --> *   GADD   * -->  0.0    0.0000E+00  0.0000E+00
*****
GAS T= 371.4 F

GAS T= 371.4 F
*****
20      269.5  --> *   FEED   * --> 269.5  0.1050E+06  0.0000E+00
*****
GAS T= 371.4 F

GAS T= 371.4 F
*****
21      150.2  --> *   PREH   * --> 269.8  0.1605E+06  0.1933E+08
*****
GAS T= 301.4 F

GAS T= 301.4 F
*****
22      269.5  --> *   RCRC   * --> 269.5  0.5350E+05  0.0000E+00
*****
GAS T= 301.4 F

GAS T= 301.4 F
*****
23      90.0   --> *   COND   * -->  90.0   0.1070E+06  0.0000E+00
*****
GAS T= 301.4 F

-----
0.1523E+09
    
```

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
 PERFORMANCE ENGINEERING
 HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
 V2.0.0

CLIENT. . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK# 2: (RHF1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.133 in	3.38 mm



4	INSIDE TUBE DIAMETER	1.734 in	44.04 mm	
5	TUBE MATERIAL	213-TP304H		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	34		
7	NUMBER OF PASSES	1		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	2		
9	# TUBES CARRYING FLUID	68		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3.347 in	85.01 mm	
13	TUBE TYPE	BARE TUBE		
14	FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15	FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16	FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17	FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18	FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20	TOTAL H. T SURFACE AREA	1613. ft ²	150. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	6185. lb/hr/ft ²	30198. kg/hr/m ²	8. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	58. ft/s	18. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	837.0 F	447.2 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	834.3 F	445.7 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	336.4 BTU/lb	186.9 kCal /kg	782.4 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	335.6 BTU/lb	186.5 kCal /kg	780.7 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	0.222 in. H ₂ O	5.63 mm. H ₂ O	55.18 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.81 MMBTU/hr	0.20 MMkCal /hr	236.28 kW
31	FLUID FLOW RATE	104121. lb/hr	47229. kg/hr	13. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	237.6 psi a	16.4 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	236.1 psi a	16.3 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	1.5 psi	0.1 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	93369.7 lb/hr/ft ²	455870.9 kg/hr/m ²	126.6 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	78.8 ft/s	24.0 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	777.0 F	413.9 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	791.9 F	422.2 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	1412.1 BTU/lb	784.5 kCal /kg	3284.4 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	1419.8 BTU/lb	788.8 kCal /kg	3302.4 kJ/kg
41	OVERALL U	9.83 BTU/hr/ft ² /F	47.99 kCal /hr/m ² /C	55.81 W/m ² /K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	12.02 BTU/hr/ft/F	17.89 kCal /hr/m/C	20.80 W/m/K
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44	EFFECTIVENESS FACTOR .	0.2479	0.2479	
45	INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.0002 hr- m ² - C/kCal	0.0002 m ² - C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.0002 hr- m ² - C/kCal	0.0002 m ² - C/W
47	OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	10.64 BTU/hr/ft ² /F	51.94 kCal /hr/m ² /C	60.40 W/m ² /K
48	OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.95 BTU/hr/ft ² /F	4.62 kCal /hr/m ² /C	5.37 W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	11.58 BTU/hr/ft ² /F	56.56 kCal /hr/m ² /C	65.77 W/m ² /K
50	INSIDE HT- TRANS. COEF.	94. BTU/hr/ft ² /F	459. kCal /hr/m ² /C	534. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .
LOCATION:
DESCR. . .

BY.
DATE. . . . : 2011-02-24
FW. REF. :



BANK# 3: (RHF2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.133 in	3.38 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.734 in	44.04 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-TP304H		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	2		
9 # TUBES CARRYING FLUID	64		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.528 in	89.61 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	2.50 /in	98.43 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.500 in	12.70 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	6467. ft ²	601. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	6278. lb/hr/ft ²	30652. kg/hr/m ²	9. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	59. ft/s	18. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	834.3 F	445.7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	821.4 F	438.6 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	335.6 BTU/lb	186.5 kCal/kg	780.7 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	332.1 BTU/lb	184.5 kCal/kg	772.4 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.343 in. H ₂ O	8.72 mm. H ₂ O	85.45 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	3.79 MMBTU/hr	0.95 MMkCal/hr	1110.12 kW
31 FLUID FLOW RATE	104121. lb/hr	47229. kg/hr	13. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	239.1 psi a	16.5 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	237.6 psi a	16.4 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	1.6 psi	0.1 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	99205.3 lb/hr/ft ²	484362.8 kg/hr/m ²	134.5 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	78.1 ft/s	23.8 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	706.7 F	374.9 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	777.0 F	413.9 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1375.7 BTU/lb	764.3 kCal/kg	3199.8 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1412.1 BTU/lb	784.5 kCal/kg	3284.4 kJ/kg
41 OVERALL U	7.24 BTU/hr/ft ² /F	35.35 kCal/hr/m ² /C	41.11 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	11.95 BTU/hr/ft/F	17.78 kCal/hr/m/C	20.68 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	15.77 BTU/hr/ft/F	23.47 kCal/hr/m/C	27.29 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.5508	0.5508	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	16.00 BTU/hr/ft ² /F	78.13 kCal/hr/m ² /C	90.86 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.25 BTU/hr/ft ² /F	1.20 kCal/hr/m ² /C	1.40 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	12.25 BTU/hr/ft ² /F	59.82 kCal/hr/m ² /C	69.56 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	98. BTU/hr/ft ² /F	479. kCal/hr/m ² /C	557. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING



HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2. 0. 0

CLIENT. . . : BY. :
LOCATION: DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK# 4: (HSF2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.750 in	44.45 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.266 in	6.76 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.218 in	30.94 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-T22		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	30		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	1		
9 # TUBES CARRYING FLUID	30		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.966 in	100.74 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.750 in	19.05 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5271. lb/hr/ft ²	25737. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	821.4 F	438.6 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	821.4 F	438.6 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	79099. lb/hr	35879. kg/hr	10. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	873.7 psi a	60.2 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	873.7 psi a	60.2 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	325856.4 lb/hr/ft ²	1590970.5 kg/hr/m ²	441.9 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	804.4 F	429.1 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	804.4 F	429.1 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1398.3 BTU/lb	776.8 kCal/kg	3252.4 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1398.3 BTU/lb	776.8 kCal/kg	3252.4 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K



48	OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00	BTU/hr/ft ² /F	0.00	kCal /hr/m ² /C	0.00	W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00	BTU/hr/ft ² /F	0.00	kCal /hr/m ² /C	0.00	W/m ² /K
50	INSIDE HT-TRANS. COEF.	0.	BTU/hr/ft ² /F	0.	kCal /hr/m ² /C	0.	W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 5: (HSF1)

1	FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2	OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.750 in	44.45 mm	
3	AVG. WALL THICKNESS	0.266 in	6.76 mm	
4	INSIDE TUBE DIAMETER	1.218 in	30.94 mm	
5	TUBE MATERIAL	213-TP304H		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	34		
7	NUMBER OF PASSES	3		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	3		
9	# TUBES CARRYING FLUID	34		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3.324 in	84.43 mm	
13	TUBE TYPE	SEG. FIN		
14	FIN DENSITY	4.50 /in	177.17 /m	
15	FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16	FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17	FIN HEIGHT	0.500 in	12.70 mm	
18	FIN MATERIAL	TP409		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20	TOTAL H.T SURFACE AREA	14706. ft ²	1366. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	6119. lb/hr/ft ²	29874. kg/hr/m ²	8. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	57. ft/s	17. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	821.4 F	438.6 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	807.4 F	430.8 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	332.1 BTU/lb	184.5 kCal /kg	772.4 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	328.2 BTU/lb	182.3 kCal /kg	763.4 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	0.716 in. H ₂ O	18.18 mm. H ₂ O	178.17 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	4.11 MMBTU/hr	1.03 MMkCal /hr	1203.15 kW
31	FLUID FLOW RATE	79099. lb/hr	35879. kg/hr	10. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	885.5 psi a	61.1 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	873.7 psi a	60.2 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	11.8 psi	0.8 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	287520.3 lb/hr/ft ²	1403797.5 kg/hr/m ²	389.9 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	57.3 ft/s	17.5 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	719.9 F	382.2 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	804.4 F	429.1 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	1346.4 BTU/lb	748.0 kCal /kg	3131.8 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	1398.3 BTU/lb	776.8 kCal /kg	3252.4 kJ/kg
41	OVERALL U	6.56 BTU/hr/ft ² /F	32.05 kCal /hr/m ² /C	37.27 W/m ² /K



42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	11. 97 BTU/hr/ft/F	17. 81 kCal /hr/m/C	20. 71 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	15. 76 BTU/hr/ft/F	23. 46 kCal /hr/m/C	27. 28 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0. 8329	0. 8329	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0. 0010 hr-ft2-F/BTU	0. 0002 hr-m2-C/kCal	0. 0002 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0. 0010 hr-ft2-F/BTU	0. 0002 hr-m2-C/kCal	0. 0002 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT- TRANS. COEF	13. 84 BTU/hr/ft2/F	67. 58 kCal /hr/m2/C	78. 59 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD-HT- TRANS. COEF.	0. 13 BTU/hr/ft2/F	0. 65 kCal /hr/m2/C	0. 76 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF-HT- TRANS. COEF.	10. 52 BTU/hr/ft2/F	51. 37 kCal /hr/m2/C	59. 74 W/m2/K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	284. BTU/hr/ft2/F	1385. kCal /hr/m2/C	1610. W/m2/K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2. 0. 0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011- 02- 24
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 6: (RHP1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2. 000 in	50. 80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0. 133 in	3. 38 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1. 734 in	44. 04 mm	
5 TUBE MATERIAL	213- T22		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	26		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	3		
9 # TUBES CARRYING FLUID	78		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6. 614 in	168. 00 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	4. 328 in	109. 93 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6. 00 /in	236. 22 /m	
15 FIN THICKNESS	0. 035 in	0. 90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0. 156 in	3. 97 mm	
17 FIN HEIGHT	0. 875 in	22. 23 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45. 3 ft	13. 8 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	26991. ft2	2508. m2	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5569. lb/hr/ft2	27190. kg/hr/m2	8. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	51. ft/s	16. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	807. 4 F	430. 8 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	768. 9 F	409. 4 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	328. 2 BTU/lb	182. 3 kCal /kg	763. 4 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	317. 6 BTU/lb	176. 4 kCal /kg	738. 7 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0. 787 in. H2O	20. 00 mm. H2O	195. 96 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	11. 27 MMBTU/hr	2. 84 MMkCal /hr	3301. 56 kW
31 FLUID FLOW RATE	104121. lb/hr	47229. kg/hr	13. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	240. 2 psi a	16. 6 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	239. 1 psi a	16. 5 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	1. 0 psi	0. 1 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	81399. 2 lb/hr/ft2	397425. 9 kg/hr/m2	110. 4 kg/s/m2



36 FLUID INLET VELOCITY	51.2 ft/s	15.6 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	505.1 F	262.8 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	706.7 F	374.9 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1267.5 BTU/lb	704.2 kCal/kg	2948.2 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1375.7 BTU/lb	764.3 kCal/kg	3199.8 kJ/kg
41 OVERALL U	2.58 BTU/hr/ft ² /F	12.62 kCal/hr/m ² /C	14.67 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	20.67 BTU/hr/ft/F	30.76 kCal/hr/m/C	35.77 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	15.67 BTU/hr/ft/F	23.31 kCal/hr/m/C	27.11 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.6671	0.6671	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	12.41 BTU/hr/ft ² /F	60.58 kCal/hr/m ² /C	70.45 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.05 BTU/hr/ft ² /F	0.22 kCal/hr/m ² /C	0.26 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	6.18 BTU/hr/ft ² /F	30.18 kCal/hr/m ² /C	35.10 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	81. BTU/hr/ft ² /F	396. kCal/hr/m ² /C	460. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK# 7: (RHDM)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.180 in	4.57 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.640 in	41.66 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-T11		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	26		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9 # TUBES CARRYING FLUID	52		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	4.843 in	123.00 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	49.2 ft	15.0 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	3528. lb/hr/ft ²	17225. kg/hr/m ²	5. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	768.9 F	409.4 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	768.9 F	409.4 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	317.6 BTU/lb	176.4 kCal/kg	738.7 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	317.6 BTU/lb	176.4 kCal/kg	738.7 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H2O	0.03 mm. H2O	0.25 Pa



29 HEAT ABSORBED...DUTY...	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	104121. lb/hr	47229. kg/hr	13. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	243.7 psi a	16.8 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	243.7 psi a	16.8 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	136496.7 lb/hr/ft ²	666435.1 kg/hr/m ²	185.1 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	505.7 F	263.2 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	505.7 F	263.2 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1267.5 BTU/lb	704.2 kCal /kg	2948.3 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1267.5 BTU/lb	704.2 kCal /kg	2948.3 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 8: (COLD)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-T11		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	60		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9 # TUBES CARRYING FLUID	60		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	5.687 in	144.45 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	829. lb/hr/ft ²	4046. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²



23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	768.9 F	409.4 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	768.9 F	409.4 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	317.6 BTU/lb	176.4 kCal/kg	738.7 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	317.6 BTU/lb	176.4 kCal/kg	738.7 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED...DUTY...	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	78261. lb/hr	35499. kg/hr	10. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	243.7 psi a	16.8 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	243.7 psi a	16.8 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	74638.2 lb/hr/ft ²	364415.6 kg/hr/m ²	101.2 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	529.0 F	276.1 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	529.0 F	276.1 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1280.7 BTU/lb	711.5 kCal/kg	2978.9 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1280.7 BTU/lb	711.5 kCal/kg	2978.9 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal/hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 9: (HSP2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.750 in	44.45 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.220 in	5.59 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.310 in	33.27 mm
5 TUBE MATERIAL	213-T22	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32	
7 NUMBER OF PASSES	2	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	2	
9 # TUBES CARRYING FLUID	32	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm
12 TRANS. TUBE PITCH	3.937 in	100.00 mm
13 TUBE TYPE	SEG. FIN	
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm



17 FIN HEIGHT	1.000 in	25.40 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5023. lb/hr/ft ²	24526. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	768.9 F	409.4 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	768.9 F	409.4 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	79099. lb/hr	35879. kg/hr	10. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	885.5 psi a	61.1 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	885.5 psi a	61.1 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	264088.5 lb/hr/ft ²	1289393.4 kg/hr/m ²	358.2 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	719.9 F	382.2 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	719.9 F	382.2 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1346.4 BTU/lb	748.0 kCal/kg	3131.8 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1346.4 BTU/lb	748.0 kCal/kg	3131.8 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr- ft ² - F/ BTU	0.4099 hr- m ² - C/kCal	0.3524 m ² - C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr- ft ² - F/ BTU	0.4099 hr- m ² - C/kCal	0.3524 m ² - C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal/hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#10: (HSP1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.750 in	44.45 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.222 in	5.64 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.306 in	33.17 mm
5 TUBE MATERIAL	213-T22	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32	
7 NUMBER OF PASSES	3	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	3	
9 # TUBES CARRYING FLUID	32	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	



11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.528 in	89.61 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	21256. ft ²	1975. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5853. lb/hr/ft ²	28575. kg/hr/m ²	8. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	52. ft/s	16. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	768.9 F	409.4 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	727.9 F	386.6 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	317.6 BTU/lb	176.4 kCal/kg	738.7 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	306.3 BTU/lb	170.2 kCal/kg	712.6 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.743 in. H ₂ O	18.88 mm. H ₂ O	185.06 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	11.93 MMBTU/hr	3.01 MMkCal/hr	3495.35 kW
31 FLUID FLOW RATE	79099. lb/hr	35879. kg/hr	10. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	894.6 psi a	61.7 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	885.5 psi a	61.1 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	9.2 psi	0.6 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	265708.7 lb/hr/ft ²	1297303.5 kg/hr/m ²	360.4 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	37.3 ft/s	11.4 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	531.2 F	277.4 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	719.9 F	382.2 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1196.5 BTU/lb	664.7 kCal/kg	2783.0 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1346.4 BTU/lb	748.0 kCal/kg	3131.8 kJ/kg
41 OVERALL U	5.32 BTU/hr/ft ² /F	25.99 kCal/hr/m ² /C	30.22 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	20.90 BTU/hr/ft/F	31.10 kCal/hr/m/C	36.16 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	15.54 BTU/hr/ft/F	23.12 kCal/hr/m/C	26.89 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.7948	0.7948	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	14.27 BTU/hr/ft ² /F	69.68 kCal/hr/m ² /C	81.03 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.04 BTU/hr/ft ² /F	0.22 kCal/hr/m ² /C	0.25 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	8.67 BTU/hr/ft ² /F	42.33 kCal/hr/m ² /C	49.23 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	279. BTU/hr/ft ² /F	1363. kCal/hr/m ² /C	1586. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#11: (HBB1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.150 in	3.81 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.200 in	30.48 mm



5	TUBE MATERIAL	210-A1		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7	NUMBER OF PASSES	1		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	6		
9	# TUBES CARRYING FLUID	192		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3.528 in	89.61 mm	
13	TUBE TYPE	SEG. FIN		
14	FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15	FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16	FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17	FIN HEIGHT	0.750 in	19.05 mm	
18	FIN MATERIAL	C. S.		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20	TOTAL H. T SURFACE AREA	44137. ft ²	4100. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	5178. lb/hr/ft ²	25283. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	45. ft/s	14. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	727.9 F	386.6 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	596.8 F	313.8 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	306.3 BTU/lb	170.2 kCal /kg	712.6 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	270.8 BTU/lb	150.4 kCal /kg	629.9 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	1.144 in. H ₂ O	29.05 mm. H ₂ O	284.72 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	37.71 MMBTU/hr	9.50 MMkCal /hr	11052.64 kW
31	STEAM GENERATING RATE	54353. lb/hr	24654. kg/hr	7. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	896.9 psi a	61.8 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	896.9 psi a	61.8 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
36	FLUID INLET VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
37	FLUID INLET TEMP.	512.3 F	266.8 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	531.0 F	277.2 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	502.6 BTU/lb	279.2 kCal /kg	1169.0 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	1196.5 BTU/lb	664.7 kCal /kg	2783.0 kJ/kg
41	OVERALL U	7.18 BTU/hr/ft ² /F	35.06 kCal /hr/m ² /C	40.77 W/m ² /K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	26.29 BTU/hr/ft/F	39.13 kCal /hr/m/C	45.51 W/m/K
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	27.46 BTU/hr/ft/F	40.87 kCal /hr/m/C	47.53 W/m/C
44	EFFECTIVENESS FACTOR .	0.6677	0.6677	
45	INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.0002 hr- m ² - C/kCal	0.0002 m ² - C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.0002 hr- m ² - C/kCal	0.0002 m ² - C/W
47	OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	13.96 BTU/hr/ft ² /F	68.17 kCal /hr/m ² /C	79.28 W/m ² /K
48	OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.03 BTU/hr/ft ² /F	0.15 kCal /hr/m ² /C	0.17 W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	9.06 BTU/hr/ft ² /F	44.22 kCal /hr/m ² /C	51.43 W/m ² /K
50	INSIDE HT- TRANS. COEF.	1865. BTU/hr/ft ² /F	9105. kCal /hr/m ² /C	10588. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . .	FW. REF. :



BANK#12: (HBB2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.150 in	3.81 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.200 in	30.48 mm	
5 TUBE MATERIAL	210-A1		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	14		
9 # TUBES CARRYING FLUID	448		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.528 in	89.61 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.750 in	19.05 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T. SURFACE AREA	106851. ft ²	9927. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4991. lb/hr/ft ²	24369. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	38. ft/s	12. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	596.8 F	313.8 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	537.0 F	280.5 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	270.8 BTU/lb	150.4 kCal/kg	629.9 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	254.6 BTU/lb	141.5 kCal/kg	592.3 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	2.290 in. H ₂ O	58.18 mm. H ₂ O	570.12 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	17.17 MMBTU/hr	4.33 MMkCal/hr	5032.09 kW
31 STEAM GENERATING RATE	24746. lb/hr	11225. kg/hr	3. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	896.9 psi a	61.8 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	896.9 psi a	61.8 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
36 FLUID INLET VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
37 FLUID INLET TEMP.	512.3 F	266.8 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	531.0 F	277.2 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	502.6 BTU/lb	279.2 kCal/kg	1169.0 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1196.5 BTU/lb	664.7 kCal/kg	2783.0 kJ/kg
41 OVERALL U	6.94 BTU/hr/ft ² /F	33.88 kCal/hr/m ² /C	39.40 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	26.48 BTU/hr/ft/F	39.41 kCal/hr/m/C	45.84 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	28.07 BTU/hr/ft/F	41.78 kCal/hr/m/C	48.59 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.9265	0.9265	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	12.98 BTU/hr/ft ² /F	63.38 kCal/hr/m ² /C	73.70 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.03 BTU/hr/ft ² /F	0.13 kCal/hr/m ² /C	0.15 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	8.66 BTU/hr/ft ² /F	42.30 kCal/hr/m ² /C	49.20 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1865. BTU/hr/ft ² /F	9105. kCal/hr/m ² /C	10588. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION

PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000



V2. 0. 0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#13: (LSF1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.750 in	44.45 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.516 in	38.51 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-C		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	1		
9 # TUBES CARRYING FLUID	37		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.000 in	152.40 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.079 in	78.21 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	797. ft2	74. m2	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5552. lb/hr/ft2	27108. kg/hr/m2	8. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	40. ft/s	12. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	537.0 F	280.5 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	533.9 F	278.8 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	254.6 BTU/lb	141.5 kCal /kg	592.3 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	254.0 BTU/lb	141.1 kCal /kg	590.7 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.063 in. H2O	1.61 mm. H2O	15.80 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.69 MMBTU/hr	0.17 MMkCal /hr	202.94 kW
31 FLUID FLOW RATE	25860. lb/hr	11730. kg/hr	3. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	244.2 psi a	16.8 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	243.7 psi a	16.8 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.5 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	55758.2 lb/hr/ft2	272235.2 kg/hr/m2	75.6 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	29.2 ft/s	8.9 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	399.0 F	203.9 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	439.2 F	226.2 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1200.9 BTU/lb	667.1 kCal /kg	2793.2 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1227.6 BTU/lb	682.0 kCal /kg	2855.5 kJ/kg
41 OVERALL U	7.57 BTU/hr/ft2/F	36.94 kCal /hr/m2/C	42.96 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	27.45 BTU/hr/ft2/F	40.85 kCal /hr/m/C	47.51 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.2931	0.2931	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft2- F/BTU	0.0002 hr- m2- C/kCal	0.0002 m2- C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft2- F/BTU	0.0002 hr- m2- C/kCal	0.0002 m2- C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	8.24 BTU/hr/ft2/F	40.22 kCal /hr/m2/C	46.77 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.75 BTU/hr/ft2/F	3.66 kCal /hr/m2/C	4.26 W/m2/K



49	OUTSIDE EFF-HT- TRANS. COEF.	8.99	BTU/hr/ft ² /F	43.88	kCal /hr/m ² /C	51.04	W/m ² /K
50	INSIDE HT- TRANS. COEF.	63.	BTU/hr/ft ² /F	307.	kCal /hr/m ² /C	357.	W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2. 0. 0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011- 02- 24
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#14: (HEC3)

1	FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2	OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3	AVG. WALL THICKNESS	0.150 in	3.81 mm	
4	INSIDE TUBE DIAMETER	1.200 in	30.48 mm	
5	TUBE MATERIAL	210- A1		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	30		
7	NUMBER OF PASSES	4		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9	# TUBES CARRYING FLUID	30		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3.758 in	95.45 mm	
13	TUBE TYPE	SEG. FIN		
14	FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15	FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16	FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17	FIN HEIGHT	0.875 in	22.23 mm	
18	FIN MATERIAL	C. S.		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20	TOTAL H. T SURFACE AREA	33239. ft ²	3088. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	4825. lb/hr/ft ²	23556. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	35. ft/s	11. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	533.9 F	278.8 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	502.0 F	261.1 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	254.0 BTU/lb	141.1 kCal /kg	590.7 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	245.5 BTU/lb	136.4 kCal /kg	571.0 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	0.628 in. H ₂ O	15.95 mm. H ₂ O	156.28 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	9.01 MMBTU/hr	2.27 MMkCal /hr	2640.11 kW
31	FLUID FLOW RATE	79099. lb/hr	35879. kg/hr	10. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	897.8 psia	61.9 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	896.9 psia	61.8 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.9 psi	0.1 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	335705.4 lb/hr/ft ²	1639057.5 kg/hr/m ²	455.3 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	1.7 ft/s	0.5 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	411.9 F	211.0 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	512.3 F	266.8 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	388.6 BTU/lb	215.9 kCal /kg	903.9 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	502.6 BTU/lb	279.2 kCal /kg	1169.0 kJ/kg
41	OVERALL U	5.88 BTU/hr/ft ² /F	28.69 kCal /hr/m ² /C	33.36 W/m ² /K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	27.06 BTU/hr/ft/F	40.27 kCal /hr/m/C	46.83 W/m/K



43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	28.62 BTU/hr/ft/F	42.59 kCal /hr/m/C	49.53 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.8232	0.8232	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	12.93 BTU/hr/ft ² /F	63.12 kCal /hr/m ² /C	73.40 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.02 BTU/hr/ft ² /F	0.10 kCal /hr/m ² /C	0.12 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	7.88 BTU/hr/ft ² /F	38.45 kCal /hr/m ² /C	44.72 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	930. BTU/hr/ft ² /F	4542. kCal /hr/m ² /C	5282. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . : BY. :
LOCATION: DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK#15: (LBB1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.266 in	32.16 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	7		
9 # TUBES CARRYING FLUID	224		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.528 in	89.61 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.750 in	19.05 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	53426. ft ²	4963. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4991. lb/hr/ft ²	24369. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	35. ft/s	11. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	502.0 F	261.1 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	425.0 F	218.3 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	245.5 BTU/lb	136.4 kCal /kg	571.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	225.1 BTU/lb	125.1 kCal /kg	523.7 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	1.003 in. H ₂ O	25.47 mm. H ₂ O	249.61 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	21.60 MMBTU/hr	5.44 MMkCal /hr	6329.90 kW
31 STEAM GENERATING RATE	25860. lb/hr	11730. kg/hr	3. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	245.0 psia	16.9 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	245.0 psia	16.9 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
36 FLUID INLET VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		



37 FLUID INLET TEMP.	391.2 F	199.5 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	399.2 F	204.0 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	365.6 BTU/lb	203.1 kCal/kg	850.3 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1200.9 BTU/lb	667.1 kCal/kg	2793.2 kJ/kg
41 OVERALL U	7.26 BTU/hr/ft ² /F	35.45 kCal/hr/m ² /C	41.22 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	29.63 BTU/hr/ft/F	44.10 kCal/hr/m/C	51.29 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	29.44 BTU/hr/ft/F	43.81 kCal/hr/m/C	50.95 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.7493	0.7493	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	12.50 BTU/hr/ft ² /F	61.04 kCal/hr/m ² /C	70.99 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.02 BTU/hr/ft ² /F	0.10 kCal/hr/m ² /C	0.11 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	8.55 BTU/hr/ft ² /F	41.73 kCal/hr/m ² /C	48.53 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1684. BTU/hr/ft ² /F	8224. kCal/hr/m ² /C	9564. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#16: (HEC2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.120 in	3.05 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.260 in	32.00 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-C		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7 NUMBER OF PASSES	4		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9 # TUBES CARRYING FLUID	32		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.937 in	100.00 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	49.2 ft	15.0 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	3344. lb/hr/ft ²	16325. kg/hr/m ²	5. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	425.0 F	218.3 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	425.0 F	218.3 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.001 in. H2O	0.03 mm. H2O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW



31 FLUID FLOW RATE	79099. lb/hr	35879. kg/hr	10. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	897.8 psi a	61.9 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	897.8 psi a	61.9 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	285463.8 lb/hr/ft ²	1393756.2 kg/hr/m ²	387.2 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	411.9 F	211.0 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	411.9 F	211.0 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	388.6 BTU/lb	215.9 kCal/kg	903.9 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	388.6 BTU/lb	215.9 kCal/kg	903.9 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal/hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#17: (LEC1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.266 in	32.16 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	5		
7 NUMBER OF PASSES	6		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	6		
9 # TUBES CARRYING FLUID	5		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.758 in	95.45 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.875 in	22.23 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	8699. ft ²	808. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	178576. lb/hr	81001. kg/hr	23. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5174. lb/hr/ft ²	25262. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	33. ft/s	10. m/s	



24 FLUEGAS INLET TEMP.	425.0 F	218.3 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	354.3 F	179.1 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	225.1 BTU/lb	125.1 kCal/kg	523.7 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	206.6 BTU/lb	114.8 kCal/kg	480.6 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.962 in. H ₂ O	24.44 mm. H ₂ O	239.48 Pa
29 HEAT ABSORBED... DUTY...	3.28 MMBTU/hr	0.83 MMkCal/hr	960.84 kW
31 FLUID FLOW RATE	25860. lb/hr	11730. kg/hr	3. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	248.5 psia	17.1 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	245.0 psia	16.9 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	3.6 psi	0.2 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	591658.5 lb/hr/ft ²	2888730.2 kg/hr/m ²	802.4 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	2.8 ft/s	0.9 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	269.5 F	131.9 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	391.2 F	199.5 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	238.9 BTU/lb	132.7 kCal/kg	555.6 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	365.6 BTU/lb	203.1 kCal/kg	850.3 kJ/kg
41 OVERALL U	6.91 BTU/hr/ft ² /F	33.76 kCal/hr/m ² /C	39.26 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	30.38 BTU/hr/ft/F	45.21 kCal/hr/m/C	52.57 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	30.16 BTU/hr/ft/F	44.89 kCal/hr/m/C	52.20 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.7825	0.7825	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.06 BTU/hr/ft ² /F	63.74 kCal/hr/m ² /C	74.13 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.01 BTU/hr/ft ² /F	0.06 kCal/hr/m ² /C	0.07 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	8.74 BTU/hr/ft ² /F	42.66 kCal/hr/m ² /C	49.61 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1260. BTU/hr/ft ² /F	6153. kCal/hr/m ² /C	7156. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#18: (HEC1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.150 in	3.81 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.200 in	30.48 mm
5 TUBE MATERIAL	210-A1	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	25	
7 NUMBER OF PASSES	6	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	6	
9 # TUBES CARRYING FLUID	25	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm
12 TRANS. TUBE PITCH	3.758 in	95.45 mm
13 TUBE TYPE	SEG. FIN	
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm
17 FIN HEIGHT	0.875 in	22.23 mm



18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	43493. ft ²	4041. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	890742. lb/hr	404034. kg/hr	112. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5162. lb/hr/ft ²	25202. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	33. ft/s	10. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	425.0 F	218.3 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	374.8 F	190.4 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	225.1 BTU/lb	125.1 kCal/kg	523.7 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	212.0 BTU/lb	117.8 kCal/kg	493.1 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.980 in. H ₂ O	24.88 mm. H ₂ O	243.84 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	11.63 MMBTU/hr	2.93 MMkCal/hr	3409.55 kW
31 FLUID FLOW RATE	79099. lb/hr	35879. kg/hr	10. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	899.6 psi a	62.0 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	897.8 psi a	61.9 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	1.8 psi	0.1 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	402846.4 lb/hr/ft ²	1966868.9 kg/hr/m ²	546.4 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	1.9 ft/s	0.6 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	270.8 F	132.7 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	411.9 F	211.0 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	241.4 BTU/lb	134.1 kCal/kg	561.6 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	388.6 BTU/lb	215.9 kCal/kg	903.9 kJ/kg
41 OVERALL U	6.28 BTU/hr/ft ² /F	30.67 kCal/hr/m ² /C	35.67 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	28.19 BTU/hr/ft/F	41.95 kCal/hr/m/C	48.79 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	30.00 BTU/hr/ft/F	44.65 kCal/hr/m/C	51.93 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.9150	0.9150	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.11 BTU/hr/ft ² /F	63.99 kCal/hr/m ² /C	74.41 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.01 BTU/hr/ft ² /F	0.07 kCal/hr/m ² /C	0.08 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	8.75 BTU/hr/ft ² /F	42.71 kCal/hr/m ² /C	49.67 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	950. BTU/hr/ft ² /F	4637. kCal/hr/m ² /C	5392. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#20: (FEED)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm
5 TUBE MATERIAL	178-A	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	72	
7 NUMBER OF PASSES	1	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0	
9 # TUBES CARRYING FLUID	36	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm



12 TRANS. TUBE PITCH	4.750 in	120.65 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	926. lb/hr/ft ²	4520. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	371.4 F	188.5 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	371.4 F	188.5 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	211.1 BTU/lb	117.3 kCal/kg	491.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	211.1 BTU/lb	117.3 kCal/kg	491.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED...DUTY...	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	104959. lb/hr	47609. kg/hr	13. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	243.7 psi a	16.8 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	243.7 psi a	16.8 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	166834.0 lb/hr/ft ²	814554.8 kg/hr/m ²	226.3 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	269.5 F	131.9 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	269.5 F	131.9 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	238.8 BTU/lb	132.7 kCal/kg	555.5 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	238.8 BTU/lb	132.7 kCal/kg	555.5 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal/hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#21: (PREH)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.266 in	32.16 mm
5 TUBE MATERIAL	178-C	



6	NUMBER OF TUBES PER ROW	34		
7	NUMBER OF PASSES	4		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9	# TUBES CARRYING FLUID	34		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3.324 in	84.43 mm	
13	TUBE TYPE	SEG. FIN		
14	FIN DENSITY	3.00 /in	118.11 /m	
15	FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16	FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17	FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18	FIN MATERIAL	C. S.		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20	TOTAL H. T SURFACE AREA	15416. ft ²	1432. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	4875. lb/hr/ft ²	23804. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	29. ft/s	9. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	371.4 F	188.5 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	301.4 F	149.7 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	211.1 BTU/lb	117.3 kCal/kg	491.0 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	192.9 BTU/lb	107.1 kCal/kg	448.6 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	0.296 in. H ₂ O	7.52 mm. H ₂ O	73.65 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	19.33 MMBTU/hr	4.87 MMkCal/hr	5665.64 kW
31	FLUID FLOW RATE	160500. lb/hr	72802. kg/hr	20. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	82.0 psi a	5.7 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	80.0 psi a	5.5 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	2.0 psi	0.1 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	540009.8 lb/hr/ft ²	2636559.2 kg/hr/m ²	732.4 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	2.5 ft/s	0.7 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	150.2 F	65.7 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	269.8 F	132.1 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	118.3 BTU/lb	65.7 kCal/kg	275.2 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	238.8 BTU/lb	132.7 kCal/kg	555.4 kJ/kg
41	OVERALL U	10.12 BTU/hr/ft ² /F	49.41 kCal/hr/m ² /C	57.46 W/m ² /K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	29.43 BTU/hr/ft/F	43.80 kCal/hr/m/C	50.94 W/m/K
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	31.40 BTU/hr/ft/F	46.73 kCal/hr/m/C	54.34 W/m/C
44	EFFECTIVENESS FACTOR .	0.5406	0.5406	
45	INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47	OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	14.38 BTU/hr/ft ² /F	70.23 kCal/hr/m ² /C	81.67 W/m ² /K
48	OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.04 BTU/hr/ft ² /F	0.17 kCal/hr/m ² /C	0.20 W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	11.45 BTU/hr/ft ² /F	55.88 kCal/hr/m ² /C	64.99 W/m ² /K
50	INSIDE HT-TRANS. COEF.	923. BTU/hr/ft ² /F	4505. kCal/hr/m ² /C	5239. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION

PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000

V2.0.0

CLIENT. . . :

BY. :

LOCATION:

DATE. . . . : 2011-02-24

DESCR. . . :

FW. REF. :

BANK#22: (RCRC)



1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	72		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9 # TUBES CARRYING FLUID	36		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	4.750 in	120.65 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	926. lb/hr/ft ²	4520. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	301.4 F	149.7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	301.4 F	149.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	192.9 BTU/lb	107.1 kCal /kg	448.6 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	192.9 BTU/lb	107.1 kCal /kg	448.6 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	53500. lb/hr	24267. kg/hr	7. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	80.0 psi a	5.5 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	80.0 psi a	5.5 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	85039.0 lb/hr/ft ²	415196.9 kg/hr/m ²	115.3 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	269.5 F	131.9 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	269.5 F	131.9 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	238.5 BTU/lb	132.5 kCal /kg	554.8 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	238.5 BTU/lb	132.5 kCal /kg	554.8 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.6147 hr- m ² - C/kCal	0.5285 m ² - C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.6147 hr- m ² - C/kCal	0.5285 m ² - C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION

PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000

V2.0.0



CLIENT. . . :	BY. :		
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-02-24		
DESCR. . . :	FW. REF. :		
<hr/>			
BANK#23: (COND)			
<hr/>			
1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	72		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9 # TUBES CARRYING FLUID	36		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	4.750 in	120.65 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	0. ft2	0. m2	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	926. lb/hr/ft2	4520. kg/hr/m2	1. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	301.4 F	149.7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	301.4 F	149.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	192.9 BTU/lb	107.1 kCal/kg	448.6 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	192.9 BTU/lb	107.1 kCal/kg	448.6 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H2O	0.03 mm. H2O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	107000. lb/hr	48534. kg/hr	13. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	80.0 psia	5.5 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	80.0 psia	5.5 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	170078.0 lb/hr/ft2	830393.8 kg/hr/m2	230.7 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	90.0 F	32.2 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	90.0 F	32.2 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	58.2 BTU/lb	32.4 kCal/kg	135.4 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	58.2 BTU/lb	32.4 kCal/kg	135.4 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.01 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft2-F/BTU	0.6147 hr-m2-C/kCal	0.5285 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft2-F/BTU	0.6147 hr-m2-C/kCal	0.5285 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.00 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.00 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.00 W/m2/K



50	INSIDE	HT- TRANS. COEF.	0.	BTU/hr/ft ² /F	0.	kCal /hr/m ² /C	0.	W/m ² /K
----	--------	------------------	----	---------------------------	----	----------------------------	----	---------------------



ALTERNATIVA II, UNFIRED

INPUT LISTING

```
ARRAN = S UFACT = 1.000 TAMB = 59.0
NCC = 35 IGAS = 0
TGFRAC = 14.700 7.300 71.800 5.000 0.000 1.200 0.000 0.000 0.000 0.000
WGAS, GTIN, ELEV, ITER, EROR = 1069318.00 837.00 95.00 100 0.00
ICASE, WAIR, WFUEL, HHV, GAP, NPRINT = 1 0.0 0. -19416. 20.0 0
      C      S      O2      H2O      N2      H2      CO      CO2
FUEL = 0.0000 0.0000 0.0400 0.0000 0.6700 0.0000 0.0000 3.9400
      H2S      CH4      C2H6      C3H8      C4H10      C5H12      C6H14      C2H2
FUEL = 0.0800 90.2900 3.7500 0.9300 0.2400 0.0600 0.0000 0.0000
      C2H4      C3H6 C4H10ISO C6H6      C7H8      C8H10 C10H8
FUEL = 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
                        15-APR-11 20:55:33
```

FOSTER WHEELER ENERGY INTERNATIONAL, INC.
NEW JERSEY, USA

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM

Jan 1, 2011

TITLE : ALT_2_UNF

UNITS : US CUSTOMARY

GAS ENTHALPY : ASME

INPUT FILE : C:\USERS\MI BANEZ\APPDATA\LOCAL\TEMP\tempHRSG.IN

OUTPUT FILE : C:\USERS\MI BANEZ\APPDATA\LOCAL\TEMP\tempHRSG.PRN



INPUT MIRROR

ALT_2_UNF

S E1.000 059.00 0 0 0 01

35 0

0	2	0	0	0	15	0	1	BURN
1	3	27	0	0	2	0	2	RHF2
2	4	4	0	0	2	1	3	HSF2
3	5	25	3	0	2	1	4	HSF1
4	6	6	27	0	2	0	5	RHP1
5	7	32	5	0	2	0	6	RHDM
6	8	0	32	0	2	0	7	COLD
7	9	9	25	0	2	0	8	HSP2
8	10	34	8	0	2	0	9	HSP1
9	11	35	34	0	0	0	10	HBB1
10	12	35	34	0	0	0	11	HBB2
11	13	14	32	0	2	0	12	LSF1
12	14	15	35	0	1	0	13	HEC3
13	15	24	12	0	0	0	14	LBB1
14	18	18	13	0	1	0	15	HEC2
15	17	24	0	0	1	0	16	FHTR
16	19	31	24	0	1	0	17	LEC1
15	19	28	15	0	1	0	18	HEC1
17	20	0	0	18	5	0	19	GADD
19	21	0	30	0	1	0	20	FEED
20	22	33	0	0	1	0	21	PREH
21	23	0	33	0	1	0	22	RCRC
22	0	0	33	0	1	0	23	COND
0	0	17	14	16	6	0	24	SPL8
0	0	8	4	28	8	0	25	HPDS
0	0	30	28	0	9	0	26	HPMP
0	0	5	2	31	8	0	27	RHDS
0	0	26	18	25	6	0	28	SPL3
0	0	30	31	0	9	0	29	IPMP
0	0	20	26	29	6	0	30	SPL6
0	0	29	17	27	6	0	31	spl4
0	0	7	6	12	7	0	32	ADD6
0	0	22	21	23	7	0	33	ADD8
0	0	10	9	11	7	0	34	ADD9
0	0	13	10	11	6	0	35	SPL7

BURN

0	0	1	6.096	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0.00488	0.00488	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0

RHF2

0	0	1	0	0	1	0	1.75
34	2	68	3.324	6	6.15	0.5	0.0472
1.E-03	1.E-03	-1.02	0	236.1	0	0	0

0	0	0	0	0	0	0.1563	0
---	---	---	---	---	---	--------	---

HSF2

0	0	1	0	0	1	0	1.5
30	1	30	3.966	6.614173	6.000001	0.75	0.0472



2. 001	2. 001	- 1. 02	0	873. 7	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HSF1							
0	0	1	0	0	2	0	1. 5
37	4	74	3. 058	- 4. 5	4. 8	0. 5	0. 0472
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 02	0	- 1	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
RHP1							
0	0	1	0	0	1	0	1. 75
30	2	60	3. 758	4. 5	6. 800001	0. 75	0. 0472
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 02	0	- 2. 5	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
RHDM							
0	0	1	0	0	1	0	2
26	2	52	4. 84252	6. 614173	0. 1	0. 1	0. 0472
3. 001	3. 001	- 1. 02	0	243. 7	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
COLD							
- 78261	529	1	0	0	1	0	2
60	1	60	5. 687	5. 5	0. 1	0. 1	0. 0472
3. 001	3. 001	0	0	243. 7	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HSP2							
0	0	1	0	0	2	0	1. 5
32	4	32	3. 937008	4. 5	6. 000001	1	0. 0472
2. 001	2. 001	- 1. 02	0	885. 5	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HSP1							
0	0	1	0	0	1	0	1. 5
37	2	74	3. 058	4. 5	6	0. 5	0. 0354
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 02	0	- 1	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HBB1							
85000	0	1	0	0	1	0	1. 25
37	5	185	3. 058	4. 5	6. 800001	0. 625	0. 0354
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 02	0	- 3. 5	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HBB2							
24746	0	1	0	0	1	0	1. 25
37	11	407	3. 058	4. 5	6. 000001	0. 625	0. 0354
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 02	0	- 3. 5	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
LSF1							
0	0	1	0	0	1	0	1. 5
41	1	41	2. 781	6	0. 02	0. 75	0. 0354
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 06	0	264. 5	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HEC3							
0	0	1	0	0	5	0	1. 25
37	5	37	3. 058	4. 5	4. 25	0. 625	0. 0354
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 02	0	- 1. 4	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
LBB1							
28860	0	1	0	0	1	0	1. 25
37	8	296	3. 058	4. 5	6	0. 625	0. 0354

1. E-03	1. E-03	- 1. 06	0	- 4. 8	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HEC2							
0	0	1	0	0	4	0	1. 25
32	4	32	3. 937008	4	0. 1	0. 1	0. 0472
2. 001	2. 001	- 1. 02	0	- 1. 2	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
FHTR							
- 10209	0	0. 189	0	0	1	0	1. 5
30	1	30	3. 966	6. 614173	6. 000001	0. 75	0. 0472
2. 001	2. 001	- 1. 02	0	268. 25	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
LEC1							
0	0	0. 189	0	0	9	0	1. 25
7	9	7	3. 058	4	6. 000001	0. 625	0. 0354
1. E-03	1. E-03	- 1. 06	0	- 1. 25	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HEC1							
0	0	0. 811	0	0	9	0	1. 25
30	9	30	3. 058	4	6. 000001	0. 625	0. 0354
1. E-03	1. E-03	- 1. 02	0	- 1. 2	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
GADD							
0	0	1	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
FEED							
0	235	1	0	0	1	0	2
72	1	36	4. 75	5. 5	0. 1	0. 1	0. 0472
3. 001	3. 001	0	0	0	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
PREH							
0	0	1	0	0	4	0	1. 25
37	4	37	3. 058	4	2. 999999	0. 625	0. 0354
1. E-03	1. E-03	- 1. 06	0	80	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
RCRC							
- 70000	235	1	0	0	1	0	2
72	1	36	4. 75	5. 5	0. 1	0. 1	0. 0472
3. 001	3. 001	0	0	80. 00001	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
COND							
- 107000	90	1	0	0	1	0	2
72	1	36	4. 75	5. 5	0. 1	0. 1	0. 0472
3. 001	3. 001	0	0	80	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
SPL8							
0	0	1	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0. 001	0. 001	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
HPDS							
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0



	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
HPMP								
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
RHDS								
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
SPL3								
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
IPMP								
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
SPL6								
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
spl 4								
	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
0. 00488	0. 00488		0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
ADD6								
	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
0. 00488	0. 00488		0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
ADD8								
	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
0. 00488	0. 00488		0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
ADD9								
	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
0. 00488	0. 00488		0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
SPL7								
	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
0. 00488	0. 00488		0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
14. 7 7. 3 71. 8 5 0 1. 2 0 0 0 0								
1069318 837 95 100 0. 0001								
1 0 0 -19416. 01 20 0								



0 0 0.04 0 0.67001 0 0 3.94
0.08 90.29 3.75 0.93 0.24 0.06 0 0
0 0 0 0 0 0 0 0

2011-04-15



EXHAUST GAS ANALYSIS

	O2	H2O	N2	CO2	SO2	AR	CO	H2S	H2	CH4
VOLUME (%)	12.86	11.35	71.77	3.18	0.00	0.84	0.00	0.00	0.00	0.00
WEIGHT (%)	14.70	7.30	71.80	5.00	0.00	1.20	0.00	0.00	0.00	0.00

FLUE GAS MOLECULAR WEIGHT (lb/lbmole) = 28.00

FLUE GAS SO2 CONCENTRATION (PPM) = 0.

BURNER DATA (NO., NAME, FUEL FLOW, GAS IN, GAS OUT): 1 BURN 0. 1069318. 1069318.

FINAL FLUE GAS ANALYSIS

	O2	H2O	N2	CO2	SO2	AR	CO	H2S	H2	CH4
VOLUME (%)	12.86	11.35	71.77	3.18	0.00	0.84	0.00	0.00	0.00	0.00
WEIGHT (%)	14.70	7.30	71.80	5.00	0.00	1.20	0.00	0.00	0.00	0.00

FLUE GAS MOLECULAR WEIGHT (lb/lbmole) = 28.00

FLUE GAS SO2 CONCENTRATION (PPM) = 0.

NO. OF ITER = 15 REL. ERROR = 0.72902E-04 BANK NO. = 18

BANK	W FLUID	PR IN	PR OUT	TF IN	TF OUT	LMTD	Q	HF IN	HF OUT
NAME	(lb/hr)	(psi a)	(psi a)	(F)	(F)	(F)	(MMBTU/hr)	(BTU/lb)	(BTU/lb)
BURN	0.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
RHF2	103928.	239.7	236.1	700.8	785.8	81.0	4.58	1372.6	1416.7
HSF1	79013.	879.1	873.7	664.9	801.1	60.1	6.76	1310.8	1396.3
RHP1	103928.	250.0	245.1	510.8	701.4	162.0	10.69	1269.7	1372.6
RHDM	103928.	243.7	243.7	509.6	509.6	0.0	0.00	1269.7	1269.7
COLD	78261.	243.7	243.7	529.0	529.0	0.0	0.00	1280.7	1280.7
HSP1	79013.	880.5	879.1	529.4	664.9	142.8	9.00	1196.9	1310.8
HBB1	50442.	884.0	884.0	518.3	529.8	131.8	34.66	509.8	1196.9
HBB2	28571.	884.0	884.0	518.3	529.8	35.6	19.63	509.8	1196.9
LSF1	25667.	265.4	264.5	406.5	457.8	105.9	0.88	1201.9	1236.2
HEC3	79013.	886.5	884.7	421.5	518.3	45.3	8.75	399.1	509.8
LBB1	25667.	269.0	269.0	386.1	407.5	52.3	21.60	360.2	1201.9
LEC1	25876.	288.9	273.0	234.0	386.1	64.0	5.64	202.9	360.2
HEC1	79013.	891.2	886.9	235.0	421.5	44.5	15.31	205.3	399.1
GADD	0.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
FEED	114889.	885.5	885.5	235.0	235.0	0.0	0.00	205.2	205.2
PREH	177000.	84.6	80.0	147.5	233.0	136.7	15.18	115.7	201.4
RCRC	70000.	80.0	80.0	235.0	235.0	0.0	0.00	203.5	203.5
COND	107000.	80.0	80.0	90.0	90.0	0.0	0.00	58.2	58.2

152.69



BANK	W GAS	GAS DP	TGIN	TGOUT	HGIN	HGOUT	PINCH	CPGAS	U
NAME	(lb/hr)	(in. H2O)	(F)	(F)	(BTU/lb)	(BTU/lb)	(F)	(BTU/lb/F)	(BTU/hr/ft ² /F)
BURN	1069318.	0.00	837.0	837.0	336.4	336.4	0.0	0.260	0.00
RHF2	1069318.	0.56	837.0	821.4	336.4	332.1	120.6	0.277	4.57
HSF1	1069318.	0.65	821.4	798.4	332.1	325.7	133.5	0.276	5.94
RHP1	1069318.	0.71	798.4	761.8	325.7	315.6	251.0	0.275	3.72
RHDM	1069318.	0.00	761.8	761.8	315.6	315.6	0.0	0.275	0.00
COLD	1069318.	0.00	761.8	761.8	315.6	315.6	0.0	0.275	0.00
HSP1	1069318.	0.42	761.8	730.8	315.6	307.1	201.5	0.274	5.66
HBB1	1069318.	0.92	730.8	610.5	307.1	274.5	80.6	0.271	7.72
HBB2	1069318.	1.55	610.5	541.5	274.5	256.0	11.6	0.268	7.95
LSF1	1069318.	0.06	541.5	538.3	256.0	255.2	131.9	0.267	11.03
HEC3	1069318.	0.51	538.3	507.4	255.2	246.9	85.9	0.266	8.62
LBB1	1069318.	0.98	507.4	430.4	246.9	226.6	22.9	0.264	8.20
LEC1	202101.	1.00	430.4	322.8	226.6	198.4	88.8	0.261	8.29
HEC1	867217.	1.04	430.4	362.5	226.6	208.8	127.5	0.262	7.71
GADD	1069318.	0.00	355.0	355.0	206.8	206.8	0.0	0.262	0.00
FEED	1069318.	0.00	355.0	355.0	206.8	206.8	0.0	0.262	0.00
PREH	1069318.	0.24	355.0	300.0	206.8	192.5	152.5	0.260	8.10
RCRC	1069318.	0.00	300.0	300.0	192.5	192.5	0.0	0.260	0.00
COND	1069318.	0.00	300.0	300.0	192.5	192.5	0.0	0.260	0.00

BANK TOTAL		7.61							
HRSG TOTAL		0.08							

APPROACH TEMP. FOR BANK HBB1 = 11.6 F
 APPROACH TEMP. FOR BANK HBB2 = 11.6 F
 APPROACH TEMP. FOR BANK LBB1 = 21.4 F

HPDS BANK, SPRAY FLOW = 0. (lb/hr)

RHDS BANK, SPRAY FLOW = 0. (lb/hr)

BANK BURN HEAT ADDED 0.0 MMBTU/hr (LHV)

HRSG THERMAL EFFICIENCY = 69.43 % (H = 130.73 BTU/lb @ 59.0 F)

HEAT BALANCE:

	M BTU/HR
FLUD GAS	153.85
HEAT LOSS	1.15
PUMP ADDED ENERGY	-0.08

NET TRANSFERED	152.62
WATER/STEAM	152.61
ERROR =	-0.01%



 | WARNINGS: |

PERFORMANCE SUMMARY

BANK NO	FLUID IN TEMP (F)		FLUID OUT TEMP (F)	W (lb/hr)	Q (BTU/hr)
		GAS T= 837.0 F *****			
1	0.0	--> * BURN * -->	0.0	0.0000E+00	0.0000E+00
		***** GAS T= 837.0 F			
		GAS T= 837.0 F *****			
2	700.8	--> * RHF2 * -->	785.8	0.1039E+06	0.4584E+07
		***** GAS T= 821.4 F			
		GAS T= 821.4 F *****			
3	801.1	--> * HSF2 * -->	801.1	0.7901E+05	0.0000E+00
		***** GAS T= 821.4 F			
		GAS T= 821.4 F *****			
4	664.9	--> * HSF1 * -->	801.1	0.7901E+05	0.6759E+07
		***** GAS T= 798.4 F			
		GAS T= 798.4 F *****			
5	510.8	--> * RHP1 * -->	701.4	0.1039E+06	0.1069E+08
		***** GAS T= 761.8 F			
		GAS T= 761.8 F *****			
6	509.6	--> * RHDM * -->	509.6	0.1039E+06	0.0000E+00
		***** GAS T= 761.8 F			
		GAS T= 761.8 F *****			
7	529.0	--> * COLD * -->	529.0	0.7826E+05	0.0000E+00
		***** GAS T= 761.8 F			
		GAS T= 761.8 F *****			
8	665.6	--> * HSP2 * -->	665.6	0.7901E+05	0.0000E+00



```

*****
GAS T= 761.8 F

GAS T= 761.8 F
*****

9      529.4  --> *   HSP1   * --> 664.9  0.7901E+05  0.9005E+07
*****
GAS T= 730.8 F

GAS T= 730.8 F
*****

10     518.3  --> *   HBB1   * --> 529.8  0.5044E+05  0.3466E+08
*****
GAS T= 610.5 F

GAS T= 610.5 F
*****

11     518.3  --> *   HBB2   * --> 529.8  0.2857E+05  0.1963E+08
*****
GAS T= 541.5 F

GAS T= 541.5 F
*****

12     406.5  --> *   LSF1   * --> 457.8  0.2567E+05  0.8831E+06
*****
GAS T= 538.3 F

GAS T= 538.3 F
*****

13     421.5  --> *   HEC3   * --> 518.3  0.7901E+05  0.8746E+07
*****
GAS T= 507.4 F

GAS T= 507.4 F
*****

14     386.1  --> *   LBB1   * --> 407.5  0.2567E+05  0.2160E+08
*****
GAS T= 430.4 F

GAS T= 430.4 F
*****

15     421.5  --> *   HEC2   * --> 421.5  0.7901E+05  0.0000E+00
*****
GAS T= 430.4 F

GAS T= 430.4 F
*****

16     386.1  --> *   FHTR   * --> 386.1  0.1021E+05  0.0000E+00
*****
GAS T= 430.4 F

GAS T= 430.4 F
*****

17     234.0  --> *   LEC1   * --> 386.1  0.2588E+05  0.5641E+07
*****
    
```



```

GAS T= 322.8 F

GAS T= 430.4 F
*****
18      235.0  --> *   HEC1   * --> 421.5  0.7901E+05  0.1531E+08
*****
GAS T= 362.5 F

GAS T= 355.0 F
*****
19      0.0  --> *   GADD   * --> 0.0  0.0000E+00  0.0000E+00
*****
GAS T= 355.0 F

GAS T= 355.0 F
*****
20      235.0  --> *   FEED   * --> 235.0  0.1149E+06  0.0000E+00
*****
GAS T= 355.0 F

GAS T= 355.0 F
*****
21      147.5  --> *   PREH   * --> 233.0  0.1770E+06  0.1518E+08
*****
GAS T= 300.0 F

GAS T= 300.0 F
*****
22      235.0  --> *   RCRC   * --> 235.0  0.7000E+05  0.0000E+00
*****
GAS T= 300.0 F

GAS T= 300.0 F
*****
23      90.0  --> *   COND   * --> 90.0  0.1070E+06  0.0000E+00
*****
GAS T= 300.0 F

-----
0.1527E+09

```

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK# 2: (RHF2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.750 in	44.45 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.167 in	4.24 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.416 in	35.97 mm



5	TUBE MATERIAL	213- TP304H		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	34		
7	NUMBER OF PASSES	1		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	2		
9	# TUBES CARRYING FLUID	68		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	6.000 in	152.40 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3.324 in	84.43 mm	
13	TUBE TYPE	SOLID FIN		
14	FIN DENSITY	6.15 /in	242.13 /m	
15	FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
17	FIN HEIGHT	0.500 in	12.70 mm	
18	FIN MATERIAL	TP304		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20	TOTAL H. T SURFACE AREA	12805. ft2	1190. m2	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	6490. lb/hr/ft2	31687. kg/hr/m2	9. kg/s/m2
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	61. ft/s	19. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	837.0 F	447.2 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	821.4 F	438.6 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	336.4 BTU/lb	186.9 kCal /kg	782.4 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	332.1 BTU/lb	184.5 kCal /kg	772.4 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	0.558 in. H2O	14.17 mm. H2O	138.83 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	4.58 MMBTU/hr	1.16 MMkCal /hr	1343.51 kW
31	FLUID FLOW RATE	103928. lb/hr	47141. kg/hr	13. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	239.7 psi a	16.5 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	236.1 psi a	16.3 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	3.6 psi	0.2 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	139755.7 lb/hr/ft2	682347.4 kg/hr/m2	189.5 kg/s/m2
36	FLUID INLET VELOCITY	109.1 ft/s	33.3 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	700.8 F	371.6 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	785.8 F	418.8 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	1372.6 BTU/lb	762.5 kCal /kg	3192.6 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	1416.7 BTU/lb	787.0 kCal /kg	3295.2 kJ/kg
41	OVERALL U	4.57 BTU/hr/ft2/F	22.33 kCal /hr/m2/C	25.97 W/m2/K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	11.98 BTU/hr/ft/F	17.82 kCal /hr/m/C	20.73 W/m/K
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	12.07 BTU/hr/ft/F	17.96 kCal /hr/m/C	20.88 W/m/C
44	EFFECTIVENESS FACTOR .	0.6241	0.6241	
45	INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft2- F/ BTU	0.0002 hr- m2- C/kCal	0.0002 m2- C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft2- F/ BTU	0.0002 hr- m2- C/kCal	0.0002 m2- C/W
47	OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	12.24 BTU/hr/ft2/F	59.77 kCal /hr/m2/C	69.51 W/m2/K
48	OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.20 BTU/hr/ft2/F	0.99 kCal /hr/m2/C	1.16 W/m2/K
49	OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	8.53 BTU/hr/ft2/F	41.65 kCal /hr/m2/C	48.44 W/m2/K
50	INSIDE HT- TRANS. COEF.	135. BTU/hr/ft2/F	660. kCal /hr/m2/C	768. W/m2/K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION

PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000

V2.0.0

CLIENT. . . :

BY. :

LOCATION:

DATE. . . . : 2011-04-15

DESCR. . . :

FW. REF. :

BANK# 3: (HSF2)



1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.266 in	6.76 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	0.968 in	24.59 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-T22		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	30		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	1		
9 # TUBES CARRYING FLUID	30		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.966 in	100.74 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.750 in	19.05 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4626. lb/hr/ft ²	22585. kg/hr/m ²	6. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	821.4 F	438.6 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	821.4 F	438.6 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	79013. lb/hr	35840. kg/hr	10. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	873.7 psi a	60.2 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	873.7 psi a	60.2 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	515347.4 lb/hr/ft ²	2516147.0 kg/hr/m ²	698.9 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	801.1 F	427.3 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	801.1 F	427.3 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1396.3 BTU/lb	775.7 kCal/kg	3247.8 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1396.3 BTU/lb	775.7 kCal/kg	3247.8 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal/hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION

PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000

V2.0.0



CLIENT. . . :	BY. :		
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15		
DESCR. . . :	FW. REF. :		
<hr/>			
BANK# 4: (HSF1)			
<hr/>			
1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.266 in	6.76 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	0.968 in	24.59 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-TP304H		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37		
7 NUMBER OF PASSES	2		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9 # TUBES CARRYING FLUID	74		
10 TUBE ARRANGEMENT	INLINE		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	4.80 /in	188.98 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.500 in	12.70 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	19630. ft2	1824. m2	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5750. lb/hr/ft2	28074. kg/hr/m2	8. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	54. ft/s	16. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	821.4 F	438.6 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	798.4 F	425.8 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	332.1 BTU/lb	184.5 kCal/kg	772.4 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	325.7 BTU/lb	180.9 kCal/kg	757.6 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.653 in. H2O	16.59 mm. H2O	162.54 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	6.76 MMBTU/hr	1.70 MMkCal/hr	1981.01 kW
31 FLUID FLOW RATE	79013. lb/hr	35840. kg/hr	10. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	879.1 psia	60.6 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	873.7 psia	60.2 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	5.4 psi	0.4 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	208924.7 lb/hr/ft2	1020059.7 kg/hr/m2	283.3 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	39.0 ft/s	11.9 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	664.9 F	351.6 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	801.1 F	427.3 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1310.8 BTU/lb	728.2 kCal/kg	3048.8 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1396.3 BTU/lb	775.7 kCal/kg	3247.8 kJ/kg
41 OVERALL U	5.94 BTU/hr/ft2/F	29.01 kCal/hr/m2/C	33.74 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	11.90 BTU/hr/ft/F	17.71 kCal/hr/m/C	20.59 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	15.74 BTU/hr/ft/F	23.42 kCal/hr/m/C	27.24 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.8700	0.8700	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	14.54 BTU/hr/ft2/F	71.01 kCal/hr/m2/C	82.58 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.09 BTU/hr/ft2/F	0.46 kCal/hr/m2/C	0.54 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	10.86 BTU/hr/ft2/F	53.04 kCal/hr/m2/C	61.68 W/m2/K



50	INSIDE	HT-TRANS. COEF.	226. BTU/hr/ft2/F	1102. kCal /hr/m2/C	1282. W/m2/K
FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION					
PERFORMANCE ENGINEERING					
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000					
V2. 0. 0					
CLIENT. . . :			BY. :		
LOCATION:			DATE. . . . : 2011-04-15		
DESCR. . . :			FW. REF. :		
BANK# 5: (RHP1)					
1	FLOW ARRANGEMENT		COUNTER FLOW		
2	OUTSIDE TUBE DIAMETER		1. 750 in	44. 45 mm	
3	AVG. WALL THICKNESS		0. 183 in	4. 65 mm	
4	INSIDE TUBE DIAMETER		1. 384 in	35. 15 mm	
5	TUBE MATERIAL		213-T22		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW		30		
7	NUMBER OF PASSES		1		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH		2		
9	# TUBES CARRYING FLUID		60		
10	TUBE ARRANGEMENT		STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH		4. 500 in	114. 30 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH		3. 758 in	95. 45 mm	
13	TUBE TYPE		SEG. FIN		
14	FIN DENSITY		6. 80 /in	267. 72 /m	
15	FIN THICKNESS		0. 047 in	1. 20 mm	
16	FIN SEGMENT WIDTH		0. 156 in	3. 97 mm	
17	FIN HEIGHT		0. 750 in	19. 05 mm	
18	FIN MATERIAL		TP409		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH		45. 3 ft	13. 8 m	
20	TOTAL H. T SURFACE AREA		18578. ft2	1726. m2	
21	FLUEGAS FLOW RATE		1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY		6185. lb/hr/ft2	30199. kg/hr/m2	8. kg/s/m2
23	FLUEGAS INLET VELOCITY		57. ft/s	17. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.		798. 4 F	425. 8 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.		761. 8 F	405. 4 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY		325. 7 BTU/lb	180. 9 kCal /kg	757. 6 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY		315. 6 BTU/lb	175. 4 kCal /kg	734. 2 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P		0. 707 in. H2O	17. 95 mm. H2O	175. 93 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .		10. 69 MMBTU/hr	2. 69 MMkCal /hr	3133. 08 kW
31	FLUID FLOW RATE		103928. lb/hr	47141. kg/hr	13. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE		250. 0 psia	17. 2 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE		245. 1 psia	16. 9 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP		4. 8 psi	0. 3 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY		165798. 9 lb/hr/ft2	809501. 1 kg/hr/m2	224. 9 kg/s/m2
36	FLUID INLET VELOCITY		100. 6 ft/s	30. 7 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.		510. 8 F	266. 0 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.		701. 4 F	371. 9 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY		1269. 7 BTU/lb	705. 4 kCal /kg	2953. 4 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY		1372. 6 BTU/lb	762. 5 kCal /kg	3192. 6 kJ/kg
41	OVERALL U		3. 72 BTU/hr/ft2/F	18. 16 kCal /hr/m2/C	21. 12 W/m2/K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .		20. 73 BTU/hr/ft/F	30. 86 kCal /hr/m/C	35. 88 W/m/K
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY .		15. 62 BTU/hr/ft/F	23. 25 kCal /hr/m/C	27. 04 W/m/C



44	EFFECTIVENESS FACTOR	0.6627	0.6627	
45	INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47	OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	14.52 BTU/hr/ft ² /F	70.89 kCal/hr/m ² /C	82.44 W/m ² /K
48	OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.03 BTU/hr/ft ² /F	0.14 kCal/hr/m ² /C	0.17 W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	8.36 BTU/hr/ft ² /F	40.84 kCal/hr/m ² /C	47.49 W/m ² /K
50	INSIDE HT-TRANS. COEF.	153. BTU/hr/ft ² /F	746. kCal/hr/m ² /C	867. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . : BY. :
LOCATION: DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK# 6: (RHD)

1	FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2	OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3	AVG. WALL THICKNESS	0.180 in	4.57 mm	
4	INSIDE TUBE DIAMETER	1.640 in	41.66 mm	
5	TUBE MATERIAL	213-T11		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	26		
7	NUMBER OF PASSES	1		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9	# TUBES CARRYING FLUID	52		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	4.843 in	123.00 mm	
13	TUBE TYPE	BARE TUBE		
14	FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15	FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16	FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17	FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18	FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	49.2 ft	15.0 m	
20	TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	3528. lb/hr/ft ²	17225. kg/hr/m ²	5. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	761.8 F	405.4 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	761.8 F	405.4 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	315.6 BTU/lb	175.4 kCal/kg	734.2 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	315.6 BTU/lb	175.4 kCal/kg	734.2 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA-P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31	FLUID FLOW RATE	103928. lb/hr	47141. kg/hr	13. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	243.7 psi a	16.8 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	243.7 psi a	16.8 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	136242.9 lb/hr/ft ²	665196.4 kg/hr/m ²	184.8 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	509.6 F	265.3 C	



38 FLUID OUTLET TEMP.	509.6 F	265.3 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1269.7 BTU/lb	705.4 kCal/kg	2953.4 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1269.7 BTU/lb	705.4 kCal/kg	2953.4 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal/hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 7: (COLD)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-T11		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	60		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9 # TUBES CARRYING FLUID	60		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	5.687 in	144.45 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	829. lb/hr/ft ²	4046. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	761.8 F	405.4 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	761.8 F	405.4 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	315.6 BTU/lb	175.4 kCal/kg	734.2 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	315.6 BTU/lb	175.4 kCal/kg	734.2 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H2O	0.03 mm. H2O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	78261. lb/hr	35499. kg/hr	10. kg/s



32 FLUID INLET PRESSURE	243.7 psi a	16.8 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	243.7 psi a	16.8 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	74638.2 lb/hr/ft ²	364415.6 kg/hr/m ²	101.2 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	529.0 F	276.1 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	529.0 F	276.1 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1280.7 BTU/lb	711.5 kCal/kg	2978.9 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1280.7 BTU/lb	711.5 kCal/kg	2978.9 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal/hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK# 8: (HSP2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.220 in	5.59 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.060 in	26.92 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-T22		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7 NUMBER OF PASSES	2		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9 # TUBES CARRYING FLUID	32		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.937 in	100.00 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	1.000 in	25.40 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4732. lb/hr/ft ²	23104. kg/hr/m ²	6. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	761.8 F	405.4 C	



25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	761.8 F	405.4 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H2O	0.03 mm. H2O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	79013.1 lb/hr	35840. kg/hr	10. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	885.5 psia	61.1 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	885.5 psia	61.1 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	402912.2 lb/hr/ft2	1967190.0 kg/hr/m2	546.4 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	665.6 F	352.0 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	665.6 F	352.0 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1310.8 BTU/lb	728.2 kCal/kg	3048.8 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1310.8 BTU/lb	728.2 kCal/kg	3048.8 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.01 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft2-F/BTU	0.4099 hr-m2-C/kCal	0.3524 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft2-F/BTU	0.4099 hr-m2-C/kCal	0.3524 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.00 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.00 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.00 W/m2/K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft2/F	0. kCal/hr/m2/C	0. W/m2/K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 9: (HSP1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.200 in	5.08 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.100 in	27.94 mm
5 TUBE MATERIAL	213-T22	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37	
7 NUMBER OF PASSES	1	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	2	
9 # TUBES CARRYING FLUID	74	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm
13 TUBE TYPE	SEG. FIN	
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm
17 FIN HEIGHT	0.500 in	12.70 mm
18 FIN MATERIAL	TP409	



19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	11522. ft ²	1070. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5689. lb/hr/ft ²	27778. kg/hr/m ²	8. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	50. ft/s	15. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	761.8 F	405.4 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	730.8 F	388.2 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	315.6 BTU/lb	175.4 kCal/kg	734.2 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	307.1 BTU/lb	170.6 kCal/kg	714.4 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.421 in. H ₂ O	10.70 mm. H ₂ O	104.85 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	9.00 MMBTU/hr	2.27 MMkCal/hr	2639.05 kW
31 FLUID FLOW RATE	79013. lb/hr	35840. kg/hr	10. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	880.5 psi a	60.7 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	879.1 psi a	60.6 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	1.4 psi	0.1 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	161791.2 lb/hr/ft ²	789934.1 kg/hr/m ²	219.4 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	23.1 ft/s	7.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	529.4 F	276.3 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	664.9 F	351.6 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1196.9 BTU/lb	664.9 kCal/kg	2784.0 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1310.8 BTU/lb	728.2 kCal/kg	3048.8 kJ/kg
41 OVERALL U	5.66 BTU/hr/ft ² /F	27.63 kCal/hr/m ² /C	32.14 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	20.95 BTU/hr/ft/F	31.18 kCal/hr/m/C	36.26 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	15.50 BTU/hr/ft/F	23.06 kCal/hr/m/C	26.82 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.5835	0.5835	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	14.76 BTU/hr/ft ² /F	72.06 kCal/hr/m ² /C	83.81 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.06 BTU/hr/ft ² /F	0.30 kCal/hr/m ² /C	0.35 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	10.18 BTU/hr/ft ² /F	49.70 kCal/hr/m ² /C	57.80 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	192. BTU/hr/ft ² /F	940. kCal/hr/m ² /C	1093. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#10: (HBB1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.167 in	4.24 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	0.916 in	23.27 mm
5 TUBE MATERIAL	210-A1	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37	
7 NUMBER OF PASSES	1	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	5	
9 # TUBES CARRYING FLUID	185	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm



13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.80 /in	267.72 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	34054. ft ²	3164. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5080. lb/hr/ft ²	24802. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	44. ft/s	13. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	730.8 F	388.2 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	610.5 F	321.4 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	307.1 BTU/lb	170.6 kCal/kg	714.4 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	274.5 BTU/lb	152.5 kCal/kg	638.5 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.925 in. H ₂ O	23.49 mm. H ₂ O	230.19 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	34.66 MMBTU/hr	8.73 MMkCal/hr	10157.65 kW
31 STEAM GENERATING RATE	50442. lb/hr	22880. kg/hr	6. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	884.0 psi a	61.0 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	884.0 psi a	61.0 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
36 FLUID INLET VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
37 FLUID INLET TEMP.	518.3 F	270.1 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	529.8 F	276.6 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	509.8 BTU/lb	283.2 kCal/kg	1185.8 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1196.9 BTU/lb	664.9 kCal/kg	2784.0 kJ/kg
41 OVERALL U	7.72 BTU/hr/ft ² /F	37.71 kCal/hr/m ² /C	43.85 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	26.25 BTU/hr/ft/F	39.07 kCal/hr/m/C	45.43 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	27.46 BTU/hr/ft/F	40.86 kCal/hr/m/C	47.52 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.5988	0.5988	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.0002 hr- m ² - C/kCal	0.0002 m ² - C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.0002 hr- m ² - C/kCal	0.0002 m ² - C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	14.28 BTU/hr/ft ² /F	69.72 kCal/hr/m ² /C	81.08 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.03 BTU/hr/ft ² /F	0.17 kCal/hr/m ² /C	0.19 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	10.16 BTU/hr/ft ² /F	49.60 kCal/hr/m ² /C	57.69 W/m ² /K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	1863. BTU/hr/ft ² /F	9097. kCal/hr/m ² /C	10579. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#11: (HBB2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.133 in	3.38 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	0.984 in	24.99 mm
5 TUBE MATERIAL	210-A1	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37	



7	NUMBER OF PASSES	1		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	11		
9	# TUBES CARRYING FLUID	407		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13	TUBE TYPE	SEG. FIN		
14	FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15	FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16	FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17	FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18	FIN MATERIAL	C. S.		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20	TOTAL H. T SURFACE AREA	69322. ft ²	6440. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	4784. lb/hr/ft ²	23356. kg/hr/m ²	6. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	37. ft/s	11. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	610.5 F	321.4 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	541.5 F	283.0 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	274.5 BTU/lb	152.5 kCal/kg	638.5 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	256.0 BTU/lb	142.2 kCal/kg	595.4 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	1.550 in. H ₂ O	39.37 mm. H ₂ O	385.79 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	19.63 MMBTU/hr	4.95 MMkCal/hr	5753.45 kW
31	STEAM GENERATING RATE	28571. lb/hr	12960. kg/hr	4. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	884.0 psi a	61.0 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	884.0 psi a	61.0 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
36	FLUID INLET VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
37	FLUID INLET TEMP.	518.3 F	270.1 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	529.8 F	276.6 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	509.8 BTU/lb	283.2 kCal/kg	1185.8 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	1196.9 BTU/lb	664.9 kCal/kg	2784.0 kJ/kg
41	OVERALL U	7.95 BTU/hr/ft ² /F	38.82 kCal/hr/m ² /C	45.15 W/m ² /K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	26.48 BTU/hr/ft/F	39.40 kCal/hr/m/C	45.83 W/m/K
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	28.04 BTU/hr/ft/F	41.73 kCal/hr/m/C	48.53 W/m/C
44	EFFECTIVENESS FACTOR .	0.8560	0.8560	
45	INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47	OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	13.53 BTU/hr/ft ² /F	66.08 kCal/hr/m ² /C	76.84 W/m ² /K
48	OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.04 BTU/hr/ft ² /F	0.18 kCal/hr/m ² /C	0.20 W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	9.85 BTU/hr/ft ² /F	48.12 kCal/hr/m ² /C	55.95 W/m ² /K
50	INSIDE HT- TRANS. COEF.	1863. BTU/hr/ft ² /F	9097. kCal/hr/m ² /C	10579. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#12: (LSF1)



1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.266 in	32.16 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-C		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	41		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	1		
9 # TUBES CARRYING FLUID	41		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.000 in	152.40 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	2.781 in	70.64 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	757. ft ²	70. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5198. lb/hr/ft ²	25380. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	38. ft/s	12. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	541.5 F	283.0 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	538.3 F	281.3 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	256.0 BTU/lb	142.2 kCal /kg	595.4 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	255.2 BTU/lb	141.8 kCal /kg	593.5 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.056 in. H ₂ O	1.41 mm. H ₂ O	13.84 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.88 MMBTU/hr	0.22 MMkCal /hr	258.82 kW
31 FLUID FLOW RATE	25667. lb/hr	11642. kg/hr	3. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	265.4 psi a	18.3 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	264.5 psi a	18.2 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.9 psi	0.1 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	71613.5 lb/hr/ft ²	349647.7 kg/hr/m ²	97.1 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	34.6 ft/s	10.5 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	406.5 F	208.0 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	457.8 F	236.6 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1201.9 BTU/lb	667.7 kCal /kg	2795.5 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1236.2 BTU/lb	686.8 kCal /kg	2875.5 kJ/kg
41 OVERALL U	11.03 BTU/hr/ft ² /F	53.86 kCal /hr/m ² /C	62.64 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	27.30 BTU/hr/ft/F	40.63 kCal /hr/m/C	47.26 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.3805	0.3805	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	12.81 BTU/hr/ft ² /F	62.56 kCal /hr/m ² /C	72.75 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.82 BTU/hr/ft ² /F	4.02 kCal /hr/m ² /C	4.68 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	13.64 BTU/hr/ft ² /F	66.59 kCal /hr/m ² /C	77.43 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	80. BTU/hr/ft ² /F	392. kCal /hr/m ² /C	456. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION

PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000

V2.0.0



CLIENT. . . : BY. :
LOCATION: DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK#13: (HEC3)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.016 in	25.81 mm	
5 TUBE MATERIAL	210-A1		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37		
7 NUMBER OF PASSES	5		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	5		
9 # TUBES CARRYING FLUID	37		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	4.25 /in	167.32 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	23149. ft2	2151. m2	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4555. lb/hr/ft2	22240. kg/hr/m2	6. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	33. ft/s	10. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	538.3 F	281.3 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	507.4 F	264.1 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	255.2 BTU/lb	141.8 kCal /kg	593.5 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	246.9 BTU/lb	137.2 kCal /kg	574.3 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.508 in. H2O	12.91 mm. H2O	126.48 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	8.75 MMBTU/hr	2.20 MMkCal /hr	2563.31 kW
31 FLUID FLOW RATE	79013. lb/hr	35840. kg/hr	10. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	886.5 psi a	61.1 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	884.7 psi a	61.0 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	1.8 psi	0.1 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	379300.1 lb/hr/ft2	1851905.5 kg/hr/m2	514.4 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	2.0 ft/s	0.6 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	421.5 F	216.4 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	518.3 F	270.1 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	399.1 BTU/lb	221.7 kCal /kg	928.2 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	509.8 BTU/lb	283.2 kCal /kg	1185.8 kJ/kg
41 OVERALL U	8.62 BTU/hr/ft2/F	42.09 kCal /hr/m2/C	48.94 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	27.03 BTU/hr/ft/F	40.22 kCal /hr/m/C	46.78 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	28.64 BTU/hr/ft/F	42.62 kCal /hr/m/C	49.56 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.8282	0.8282	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	14.27 BTU/hr/ft2/F	69.67 kCal /hr/m2/C	81.02 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.05 BTU/hr/ft2/F	0.25 kCal /hr/m2/C	0.30 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	10.45 BTU/hr/ft2/F	51.02 kCal /hr/m2/C	59.33 W/m2/K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1067. BTU/hr/ft2/F	5210. kCal /hr/m2/C	6059. W/m2/K



FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2. 0. 0

CLIENT. . . : BY. :
LOCATION: DATE. . . . : 2011- 04- 15
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK#14: (LBB1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.016 in	25.81 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	8		
9 # TUBES CARRYING FLUID	296		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	50416. ft ²	4684. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4784. lb/hr/ft ²	23356. kg/hr/m ²	6. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	34. ft/s	10. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	507.4 F	264.1 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	430.4 F	221.3 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	246.9 BTU/lb	137.2 kCal/kg	574.3 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	226.6 BTU/lb	125.9 kCal/kg	527.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.984 in. H ₂ O	24.98 mm. H ₂ O	244.81 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	21.60 MMBTU/hr	5.44 MMkCal/hr	6331.26 kW
31 STEAM GENERATING RATE	25667. lb/hr	11642. kg/hr	3. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	269.0 psi a	18.5 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	269.0 psi a	18.5 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
36 FLUID INLET VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
37 FLUID INLET TEMP.	386.1 F	196.7 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	407.5 F	208.6 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	360.2 BTU/lb	200.1 kCal/kg	837.7 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1201.9 BTU/lb	667.7 kCal/kg	2795.5 kJ/kg
41 OVERALL U	8.20 BTU/hr/ft ² /F	40.02 kCal/hr/m ² /C	46.54 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	29.54 BTU/hr/ft/F	43.97 kCal/hr/m/C	51.13 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	29.39 BTU/hr/ft/F	43.74 kCal/hr/m/C	50.87 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.7707	0.7707	



45	INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47	OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	12.98 BTU/hr/ft ² /F	63.38 kCal/hr/m ² /C	73.71 W/m ² /K
48	OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.03 BTU/hr/ft ² /F	0.13 kCal/hr/m ² /C	0.15 W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	9.65 BTU/hr/ft ² /F	47.12 kCal/hr/m ² /C	54.80 W/m ² /K
50	INSIDE HT-TRANS. COEF.	1692. BTU/hr/ft ² /F	8261. kCal/hr/m ² /C	9608. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . : BY. :
LOCATION: DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK#15: (HEC2)

1	FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2	OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm	
3	AVG. WALL THICKNESS	0.120 in	3.05 mm	
4	INSIDE TUBE DIAMETER	1.010 in	25.65 mm	
5	TUBE MATERIAL	178-C		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7	NUMBER OF PASSES	4		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9	# TUBES CARRYING FLUID	32		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3.937 in	100.00 mm	
13	TUBE TYPE	BARE TUBE		
14	FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15	FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16	FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17	FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18	FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	49.2 ft	15.0 m	
20	TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	3032. lb/hr/ft ²	14806. kg/hr/m ²	4. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	430.4 F	221.3 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	430.4 F	221.3 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA-P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31	FLUID FLOW RATE	79013. lb/hr	35840. kg/hr	10. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	886.5 psi a	61.1 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	886.5 psi a	61.1 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	443791.9 lb/hr/ft ²	2166782.2 kg/hr/m ²	601.9 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	421.5 F	216.4 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	421.5 F	216.4 C	



39 FLUID INLET ENTHALPY	399.1 BTU/lb	221.7 kCal /kg	928.2 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	399.1 BTU/lb	221.7 kCal /kg	928.2 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#16: (FHTR)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.266 in	6.76 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	0.968 in	24.59 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-T22		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	30		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	1		
9 # TUBES CARRYING FLUID	30		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.966 in	100.74 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.750 in	19.05 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	202101. lb/hr	91672. kg/hr	25. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	874. lb/hr/ft ²	4269. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	430.4 F	221.3 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	430.4 F	221.3 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal /kg	0.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal /kg	0.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.001 in. H2O	0.03 mm. H2O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	10209. lb/hr	4631. kg/hr	1. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	268.2 psia	18.5 bar	



33 FLUID OUTLET PRESSURE	268.2 psi a	18.5 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	66586.2 lb/hr/ft ²	325102.3 kg/hr/m ²	90.3 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	386.1 F	196.7 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	386.1 F	196.7 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	360.2 BTU/lb	200.1 kCal/kg	837.7 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	360.2 BTU/lb	200.1 kCal/kg	837.7 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#17: (LEC1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.016 in	25.81 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	7		
7 NUMBER OF PASSES	9		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	9		
9 # TUBES CARRYING FLUID	7		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	10730. ft ²	997. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	202101. lb/hr	91672. kg/hr	25. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4779. lb/hr/ft ²	23333. kg/hr/m ²	6. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	31. ft/s	9. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	430.4 F	221.3 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	322.8 F	161.6 C	



26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	226.6 BTU/lb	125.9 kCal /kg	527.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	198.4 BTU/lb	110.2 kCal /kg	461.6 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.996 in. H2O	25.29 mm. H2O	247.82 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	5.64 MMBTU/hr	1.42 MMkCal /hr	1653.32 kW
31 FLUID FLOW RATE	25876. lb/hr	16273. kg/hr	5. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	288.9 psia	19.9 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	273.0 psia	18.8 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	15.9 psi	1.1 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	910311.6 lb/hr/ft2	4444531.0 kg/hr/m2	1234.6 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	4.3 ft/s	1.3 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	234.0 F	112.2 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	386.1 F	196.7 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	202.9 BTU/lb	112.7 kCal /kg	472.0 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	360.2 BTU/lb	200.1 kCal /kg	837.7 kJ/kg
41 OVERALL U	8.29 BTU/hr/ft2/F	40.49 kCal /hr/m2/C	47.09 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	30.64 BTU/hr/ft/F	45.60 kCal /hr/m/C	53.03 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	30.43 BTU/hr/ft/F	45.29 kCal /hr/m/C	52.67 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.7745	0.7745	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.00 BTU/hr/ft2/F	63.47 kCal /hr/m2/C	73.82 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.02 BTU/hr/ft2/F	0.10 kCal /hr/m2/C	0.12 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	9.73 BTU/hr/ft2/F	47.52 kCal /hr/m2/C	55.27 W/m2/K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1802. BTU/hr/ft2/F	8799. kCal /hr/m2/C	10232. W/m2/K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#18: (HEC1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.016 in	25.81 mm
5 TUBE MATERIAL	210-A1	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	30	
7 NUMBER OF PASSES	9	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	9	
9 # TUBES CARRYING FLUID	30	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm
13 TUBE TYPE	SEG. FIN	
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm
18 FIN MATERIAL	C. S.	
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m



20 TOTAL H. T SURFACE AREA	45988. ft2	4272. m2	
21 FLUEGAS FLOW RATE	867217. lb/hr	393363. kg/hr	109. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4785. lb/hr/ft2	23361. kg/hr/m2	6. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	31. ft/s	9. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	430.4 F	221.3 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	362.5 F	183.6 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	226.6 BTU/lb	125.9 kCal/kg	527.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	208.8 BTU/lb	116.0 kCal/kg	485.6 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	1.043 in. H2O	26.50 mm. H2O	259.67 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	15.31 MMBTU/hr	3.86 MMkCal/hr	4486.16 kW
31 FLUID FLOW RATE	79013. lb/hr	35840. kg/hr	10. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	891.2 psi a	61.4 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	886.9 psi a	61.1 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	4.4 psi	0.3 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	467803.4 lb/hr/ft2	2284016.8 kg/hr/m2	634.4 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	2.2 ft/s	0.7 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	235.0 F	112.8 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	421.5 F	216.4 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	205.3 BTU/lb	114.0 kCal/kg	477.4 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	399.1 BTU/lb	221.7 kCal/kg	928.2 kJ/kg
41 OVERALL U	7.71 BTU/hr/ft2/F	37.65 kCal/hr/m2/C	43.78 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	28.32 BTU/hr/ft/F	42.15 kCal/hr/m/C	49.02 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	30.15 BTU/hr/ft/F	44.88 kCal/hr/m/C	52.19 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.9546	0.9546	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.17 BTU/hr/ft2/F	64.32 kCal/hr/m2/C	74.80 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.02 BTU/hr/ft2/F	0.11 kCal/hr/m2/C	0.13 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	9.81 BTU/hr/ft2/F	47.91 kCal/hr/m2/C	55.72 W/m2/K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1086. BTU/hr/ft2/F	5304. kCal/hr/m2/C	6169. W/m2/K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#20: (FEED)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm
5 TUBE MATERIAL	178-A	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	72	
7 NUMBER OF PASSES	1	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0	
9 # TUBES CARRYING FLUID	36	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm
12 TRANS. TUBE PITCH	4.750 in	120.65 mm
13 TUBE TYPE	BARE TUBE	



14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	926. lb/hr/ft ²	4520. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	355.0 F	179.5 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	355.0 F	179.5 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	206.8 BTU/lb	114.9 kCal/kg	481.1 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	206.8 BTU/lb	114.9 kCal/kg	481.1 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED...DUTY...	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	114889. lb/hr	52113. kg/hr	14. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	885.5 psi a	61.1 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	885.5 psi a	61.1 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	182617.7 lb/hr/ft ²	891617.8 kg/hr/m ²	247.7 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	235.0 F	112.8 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	235.0 F	112.8 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	205.2 BTU/lb	114.0 kCal/kg	477.4 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	205.2 BTU/lb	114.0 kCal/kg	477.4 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal/hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#21: (PREH)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.016 in	25.81 mm
5 TUBE MATERIAL	213-TP304H	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37	
7 NUMBER OF PASSES	4	



8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9	# TUBES CARRYING FLUID	37		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13	TUBE TYPE	SEG. FIN		
14	FIN DENSITY	3.00 /in	118.11 /m	
15	FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16	FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17	FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18	FIN MATERIAL	TP409		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20	TOTAL H.T SURFACE AREA	13742. ft2	1277. m2	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	4405. lb/hr/ft2	21505. kg/hr/m2	6. kg/s/m2
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	26. ft/s	8. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	355.0 F	179.5 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	300.0 F	148.9 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	206.8 BTU/lb	114.9 kCal/kg	481.1 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	192.5 BTU/lb	107.0 kCal/kg	447.8 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA-P	0.244 in. H2O	6.19 mm. H2O	60.67 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	15.18 MMBTU/hr	3.83 MMkCal/hr	4449.76 kW
31	FLUID FLOW RATE	177000. lb/hr	80286. kg/hr	22. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	84.6 psi a	5.8 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	80.0 psi a	5.5 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	4.6 psi	0.3 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	849683.2 lb/hr/ft2	4148517.5 kg/hr/m2	1152.4 kg/s/m2
36	FLUID INLET VELOCITY	3.9 ft/s	1.2 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	147.5 F	64.2 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	233.0 F	111.6 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	115.7 BTU/lb	64.3 kCal/kg	269.1 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	201.4 BTU/lb	111.9 kCal/kg	468.6 kJ/kg
41	OVERALL U	8.10 BTU/hr/ft2/F	39.56 kCal/hr/m2/C	46.01 W/m2/K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	9.16 BTU/hr/ft/F	13.64 kCal/hr/m/C	15.86 W/m/K
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	14.32 BTU/hr/ft/F	21.31 kCal/hr/m/C	24.78 W/m/C
44	EFFECTIVENESS FACTOR .	0.4117	0.4117	
45	INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
47	OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	14.61 BTU/hr/ft2/F	71.34 kCal/hr/m2/C	82.96 W/m2/K
48	OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.04 BTU/hr/ft2/F	0.18 kCal/hr/m2/C	0.21 W/m2/K
49	OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	9.04 BTU/hr/ft2/F	44.13 kCal/hr/m2/C	51.32 W/m2/K
50	INSIDE HT-TRANS. COEF.	1312. BTU/hr/ft2/F	6405. kCal/hr/m2/C	7449. W/m2/K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-15
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#22: (RCRC)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW
--------------------	--------------



2	OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3	AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm	
4	INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm	
5	TUBE MATERIAL	178-A		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	72		
7	NUMBER OF PASSES	1		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9	# TUBES CARRYING FLUID	36		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	4.750 in	120.65 mm	
13	TUBE TYPE	BARE TUBE		
14	FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15	FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16	FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17	FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18	FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20	TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	926. lb/hr/ft ²	4520. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	300.0 F	148.9 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	300.0 F	148.9 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	192.5 BTU/lb	107.0 kCal /kg	447.8 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	192.5 BTU/lb	107.0 kCal /kg	447.8 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA-P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31	FLUID FLOW RATE	70000. lb/hr	31751. kg/hr	9. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	80.0 psi a	5.5 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	80.0 psi a	5.5 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	111266.0 lb/hr/ft ²	543248.2 kg/hr/m ²	150.9 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	235.0 F	112.8 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	235.0 F	112.8 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	203.5 BTU/lb	113.1 kCal /kg	473.4 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	203.5 BTU/lb	113.1 kCal /kg	473.4 kJ/kg
41	OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44	EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45	INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.6147 hr- m ² - C/kCal	0.5285 m ² - C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.6147 hr- m ² - C/kCal	0.5285 m ² - C/W
47	OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48	OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50	INSIDE HT- TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION

PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000

V2.0.0

CLIENT. . . :

BY. :



LOCATION: DATE. . . : 2011-04-15
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK#23: (COND)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	72		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9 # TUBES CARRYING FLUID	36		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	4.750 in	120.65 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1069318. lb/hr	485035. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	926. lb/hr/ft ²	4520. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	300.0 F	148.9 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	300.0 F	148.9 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	192.5 BTU/lb	107.0 kCal /kg	447.8 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	192.5 BTU/lb	107.0 kCal /kg	447.8 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	107000. lb/hr	48534. kg/hr	13. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	80.0 psi a	5.5 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	80.0 psi a	5.5 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	170078.0 lb/hr/ft ²	830393.8 kg/hr/m ²	230.7 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	90.0 F	32.2 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	90.0 F	32.2 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	58.2 BTU/lb	32.4 kCal /kg	135.4 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	58.2 BTU/lb	32.4 kCal /kg	135.4 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.6147 hr- m ² - C/kCal	0.5285 m ² - C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.6147 hr- m ² - C/kCal	0.5285 m ² - C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K



ALTERNATIVA I, COFIRED

INPUT LISTING

ARRAN = S UFACT = 1.000 TAMB = 59.0
NCC = 34 IGAS = 0
TGFRAC = 14.700 7.300 71.800 5.000 0.000 1.200 0.000 0.000 0.000 0.000
WGAS, GTIN, ELEV, ITER, EROR = 1069318.00 837.00 95.00 100 0.00
ICASE, WAIR, WFUEL, HHV, GAP, NPRINT = 1 0.0 5468. -20615. 20.0 0
C S O2 H2O N2 H2 CO CO2
FUEL = 0.0000 0.0000 0.1500 0.0000 0.6000 0.0000 0.0000 1.0000
H2S CH4 C2H6 C3H8 C4H10 C5H12 C6H14 C2H2
FUEL = 0.0000 96.4600 1.5000 0.2100 0.0640 0.0160 0.0000 0.0000
C2H4 C3H6 C4H10ISO C6H6 C7H8 C8H10 C10H8
FUEL = 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
28-APR-11 17:13:15

FOSTER WHEELER ENERGY INTERNATIONAL, INC.
NEW JERSEY, USA

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM

Jan 1, 2011

TITLE : ALT_1_COF

UNITS : US CUSTOMARY

GAS ENTHALPY : ASME

INPUT FILE : C:\USERS\MI BANEZ\APPDATA\LOCAL\TEMP\tempHRSG.IN

OUTPUT FILE : C:\USERS\MI BANEZ\APPDATA\LOCAL\TEMP\tempHRSG.PRN



INPUT MIRROR

ALT_1_COF

S E1.000 059.00 0 0 0 01

34 0

0	2	0	0	0	15	0	1	BURN
1	3	3	0	0	2	0	2	RHF1
2	4	26	2	0	2	0	3	RHF2
3	5	5	0	0	2	1	4	HSF2
4	6	24	4	0	2	1	5	HSF1
5	7	7	26	0	2	0	6	RHP1
6	8	31	6	0	2	0	7	RHDM
7	9	0	31	0	2	0	8	COLD
8	10	10	24	0	2	0	9	HSP2
9	11	33	9	0	2	0	10	HSP1
10	12	34	33	0	0	0	11	HBB1
11	13	34	33	0	0	0	12	HBB2
12	14	15	31	0	2	0	13	LSF1
13	15	16	34	0	1	0	14	HEC3
14	16	17	13	0	0	0	15	LBB1
15	18	18	14	0	1	0	16	HEC2
16	19	30	15	0	1	0	17	LEC1
16	19	27	16	0	1	0	18	HEC1
17	20	0	0	18	5	0	19	GADD
19	21	0	29	0	1	0	20	FEED
20	22	32	0	0	1	0	21	PREH
21	23	0	32	0	1	0	22	RCRC
22	0	0	32	0	1	0	23	COND
0	0	9	5	27	8	0	24	HPDS
0	0	29	27	0	9	0	25	HPMP
0	0	6	3	30	8	0	26	RHDS
0	0	25	18	24	6	0	27	SPL3
0	0	29	30	0	9	0	28	IPMP
0	0	20	25	28	6	0	29	SPL6
0	0	28	17	26	6	0	30	spl4
0	0	8	7	13	7	0	31	ADD6
0	0	22	21	23	7	0	32	ADD8
0	0	11	10	12	7	0	33	ADD9
0	0	14	11	12	6	0	34	SPL7

BURN

0	0	1	20	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0.001	0.001	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0

RHF1

0	0	1	0	0	1	0	2
34	2	68	3.347	6.614173	0.02	0.75	0.047244
0.001	0.001	-1.02	0	419.6	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0.1563	0

RHF2

0	0	1	0	0	1	0	2
32	2	64	3.528	6.614173	2.5	0.5	0.047244
0.001	0.001	-1.02	0	-1	0	0	0



	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
HSF2								
	0	0	1	0	0	1	0	1.75
	30	1	30	3.966	6.614173	6	0.75	0.0472
	2.001	2.001	-1.02	0	1765	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
HSF1								
	0	0	1	0	0	3	0	1.75
	34	3	34	3.324	6.614173	4.5	0.5	0.0472
	0.001	0.001	-1.02	0	-1	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
RHP1								
	0	0	1	0	0	1	0	2
	26	3	78	4.328	6.614173	6	0.875	0.0354
	0.001	0.001	-1.02	0	-1	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
RHDM								
	0	0	1	0	0	1	0	2
	26	2	52	4.84252	6.614173	0.1	0.1	0.0472
	3.001	3.001	-1.02	0	431	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
COLD								
	-141959	682.8	1	0	0	1	0	2
	60	1	60	5.687	5.5	0.1	0.1	0.0472
	3.001	3.001	0	0	431	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
HSP2								
	0	0	1	0	0	2	0	1.75
	32	2	32	3.937008	4.5	6	1	0.0472
	2.001	2.001	-1.02	0	-1	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
HSP1								
	0	0	1	0	0	3	0	1.75
	32	3	32	3.528	4.5	6	0.625	0.0354
	0.001	0.001	-1.02	0	-1	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
HBB1								
	406999.9	0	1	0	0	1	0	1.5
	32	6	192	3.528	4.5	6	0.75	0.0354
	0.001	0.001	-1.02	0	-1.25	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
HBB2								
	406999.9	0	1	0	0	1	0	1.5
	32	14	448	3.528	4.5	6	0.75	0.0354
	0.001	0.001	-1.02	0	-1.25	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
LSF1								
	0	0	1	0	0	1	0	1.75
	37	1	37	3.079	6	0.02	0.5	0.0472
	0.001	0.001	-1.06	0	431	0	0	0
	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
HEC3								
	0	0	1	0	0	4	0	1.5
	30	4	30	3.758	4.5	6	0.875	0.0354
	0.001	0.001	-1.02	0	-1	0	0	0

LBB1	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
	14504.98	0	1	0	0	1	0	1.5
	32	7	224	3.528	4.5	6.000001	0.75	0.0354
	0.001	0.001	-1.06	0	-2.5	0	0	0
HEC2	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
	0	0	1	0	0	4	0	1.5
	32	4	32	3.937008	4	0.1	0.1	0.0354
	2.001	2.001	-1.02	0	-1.2	0	0	0
LEC1	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
	0	0	0.167	0	0	6	0	1.5
	5	6	5	3.758	4	6	0.875	0.0472
	0.001	0.001	-1.06	0	-1	0	0	0
HEC1	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
	0	0	0.833	0	0	6	0	1.5
	25	6	25	3.758	4	6	0.875	0.0472
	0.001	0.001	-1.02	0	-1.2	0	0	0
GADD	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
FEED	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	220.5	1	0	0	1	0	2
	72	1	36	4.75	5.5	0.1	0.1	0.0472
	3.001	3.001	0	0	0	0	0	0
PREH	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
	0	0	1	0	0	4	0	1.5
	34	4	34	3.324	4	3	0.625	0.0472
	0.001	0.001	-1.06	0	50	0	0	0
RCRC	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
	-128000	220.5	1	0	0	1	0	2
	72	1	36	4.75	5.5	0.1	0.1	0.0472
	3.001	3.001	0	0	50	0	0	0
COND	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
	-184000	100.8	1	0	0	1	0	2
	72	1	36	4.75	5.5	0.1	0.1	0.0472
	3.001	3.001	0	0	50	0	0	0
HPDS	0	1	0	0	0	0	0.1563	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
HPMP	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0

RHDS	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
SPL3	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
1PMP	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
SPL6	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
spl 4	0	0	1	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0. 001	0. 001	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
ADD6	0	0	1	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0. 001	0. 001	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
ADD8	0	0	1	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0. 001	0. 001	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
ADD9	0	0	1	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0. 001	0. 001	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
SPL7	0	0	1	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
	0. 001	0. 001	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0
14. 7 7. 3 71. 8 5 0 1. 2 0 0 0 0							
1069318 837 95 100 0. 0001							
1 0 5467. 66 -20615. 35 20 0							
0 0 0. 15 0 0. 6 0 0 1							
0 96. 46 1. 5 0. 21 0. 064 0. 016 0 0							
0 0 0 0 0 0 0 0							





EXHAUST GAS ANALYSIS

	O2	H2O	N2	CO2	SO2	AR	CO	H2S	H2	CH4
VOLUME (%)	12.86	11.35	71.77	3.18	0.00	0.84	0.00	0.00	0.00	0.00
WEIGHT (%)	14.70	7.30	71.80	5.00	0.00	1.20	0.00	0.00	0.00	0.00

FLUE GAS MOLECULAR WEIGHT (lb/lbmole) = 28.00
 FLUE GAS SO2 CONCENTRATION (PPM) = 0.

BURNER DATA (NO., NAME, FUEL FLOW, GAS IN, GAS OUT): 1 BURN 5468. 1069318. 1074786.

FINAL FLUE GAS ANALYSIS

	O2	H2O	N2	CO2	SO2	AR	CO	H2S	H2	CH4
VOLUME (%)	11.06	12.94	71.16	4.01	0.00	0.83	0.00	0.00	0.00	0.00
WEIGHT (%)	12.68	8.35	71.44	6.33	0.00	1.19	0.00	0.00	0.00	0.00

FLUE GAS MOLECULAR WEIGHT (lb/lbmole) = 27.90
 FLUE GAS SO2 CONCENTRATION (PPM) = 0.

LOWER HEATING VALUE (GIVEN): 20615.3 BTU/lb
 LOWER HEATING VALUE (CALCULATED): 20577.9 BTU/lb
 INLET ENTHALPY OF FUEL (@ 60F): 250.1 BTU/lb
 MOLECULAR WEIGHT OF FUEL: 16.72

NO. OF ITER = 36 REL. ERROR = 0.27467E-04 BANK NO. = 3

BANK	W FLUID	PR IN	PR OUT	TF IN	TF OUT	LMTD	Q	HF IN	HF OUT
NAME	(lb/hr)	(psia)	(psia)	(F)	(F)	(F)	(MMBTU/hr)	(BTU/lb)	(BTU/lb)
BURN	0.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
RHF1	170599.	422.2	419.6	1006.6	1048.2	157.3	3.82	1526.1	1548.5
RHF2	170599.	424.8	422.2	868.4	1006.6	217.7	12.58	1452.4	1526.1
HSF1	136378.	1783.6	1765.0	833.0	1041.3	160.5	18.39	1372.1	1507.0
RHP1	168463.	426.5	424.8	654.0	898.5	257.4	22.25	1336.3	1468.4
RHDM	168463.	431.0	431.0	654.5	654.5	0.0	0.00	1336.3	1336.3
COLD	141959.	431.0	431.0	682.8	682.8	0.0	0.00	1352.2	1352.2
HSP1	136299.	1797.0	1783.6	620.8	833.9	225.1	30.20	1152.3	1372.8
HBB1	93545.	1800.3	1800.3	547.9	621.0	174.1	56.79	545.2	1152.3
HBB2	42754.	1800.3	1800.3	547.9	621.0	34.2	25.96	545.2	1152.3
LSF1	26504.	431.3	431.0	452.0	515.3	140.3	1.24	1204.8	1251.6
HEC3	136299.	1803.0	1800.3	415.2	547.9	103.6	20.72	393.1	545.2
LBB1	26504.	431.8	431.8	420.1	452.1	54.5	21.40	397.2	1204.8
LEC1	26504.	435.5	431.8	218.3	420.1	93.3	5.56	187.4	397.2
HEC1	136299.	1808.6	1803.5	220.6	415.2	96.5	27.31	192.7	393.1
GADD	0.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0



FEED	165017.	1765.0	1765.0	220.5	220.5	0.0	0.00	192.6	192.6
PREH	312000.	57.1	50.0	150.0	219.7	137.5	21.81	118.1	188.0
RCRC	128000.	50.0	50.0	220.5	220.5	0.0	0.00	188.8	188.8
COND	184000.	50.0	50.0	100.8	100.8	0.0	0.00	68.9	68.9

268.04

BANK	W GAS	GAS DP	TGIN	TGOUT	HGIN	HGOUT	PINCH	CPGAS	U
NAME	(lb/hr)	(in. H ₂ O)	(F)	(F)	(BTU/lb)	(BTU/lb)	(F)	(BTU/lb/F)	(BTU/hr/ft ² /F)
BURN	1074786.	0.00	837.0	1191.3	336.4	440.8	0.0	0.000	0.00
RHF1	1074786.	0.28	1191.3	1179.1	440.8	437.2	172.5	0.293	15.09
RHF2	1074786.	0.45	1179.1	1138.7	437.2	425.5	270.3	0.292	9.10
HSF1	1074786.	0.91	1138.7	1079.3	425.5	408.2	246.4	0.290	7.85
RHP1	1074786.	0.98	1079.3	1006.9	408.2	387.4	352.9	0.288	3.35
RHDM	1074786.	0.00	1006.9	1006.9	387.4	387.4	0.0	0.288	0.00
COLD	1074786.	0.00	1006.9	1006.9	387.4	387.4	0.0	0.288	0.00
HSP1	1074786.	0.89	1006.9	907.5	387.4	359.1	286.7	0.285	6.34
HBB1	1074786.	1.33	907.5	716.9	359.1	305.8	95.9	0.279	7.39
HBB2	1074786.	2.59	716.9	628.2	305.8	281.5	7.1	0.274	7.11
LSF1	1074786.	0.07	628.2	623.9	281.5	280.3	171.9	0.272	11.13
HEC3	1074786.	0.68	623.9	552.3	280.3	260.9	137.1	0.271	6.22
LBB1	1074786.	1.08	552.3	477.5	260.9	240.8	25.4	0.269	7.36
LEC1	179489.	1.01	477.5	359.9	240.8	209.6	141.6	0.265	7.00
HEC1	895296.	1.00	477.5	361.7	240.8	210.1	141.1	0.265	6.63
GADD	1074786.	0.00	361.4	361.4	210.0	210.0	0.0	0.265	0.00
FEED	1074786.	0.00	361.4	361.4	210.0	210.0	0.0	0.265	0.00
PREH	1074786.	0.29	361.4	283.4	210.0	189.6	133.4	0.262	10.43
RCRC	1074786.	0.00	283.4	283.4	189.6	189.6	0.0	0.262	0.00
COND	1074786.	0.00	283.4	283.4	189.6	189.6	0.0	0.262	0.00

BANK TOTAL			10.57						
HRSG TOTAL			0.11						

APPROACH TEMP. FOR BANK HBB1 = 73.2 F
 APPROACH TEMP. FOR BANK HBB2 = 73.2 F
 APPROACH TEMP. FOR BANK LBB1 = 32.0 F

HPDS BANK, SPRAY FLOW = 78. (lb/hr)

RHDS BANK, SPRAY FLOW = 2136. (lb/hr)

BANK BURN HEAT ADDED 114.1 MMBTU/hr (LHV)

HRSG THERMAL EFFICIENCY = 80.64 % (H = 131.56 BTU/lb @ 59.0 F)

HEAT BALANCE:

	M BTU/HR
FLUD GAS	270.07
HEAT LOSS	1.18
PUMP ADDED ENERGY	-0.12



NET TRANSFERED 268.76

WATER/STEAM 267.78

ERROR = -0.37%

| WARNINGS: |

PERFORMANCE SUMMARY

BANK NO	FLUID IN TEMP (F)		FLUID OUT TEMP (F)	W (lb/hr)	Q (BTU/hr)
		GAS T= 837.0 F			

1	0.0	--> * BURN * -->	0.0	0.0000E+00	0.0000E+00

		GAS T=1191.3 F			

		GAS T=1191.3 F			

2	1006.6	--> * RHF1 * -->	1048.2	0.1706E+06	0.3818E+07

		GAS T=1179.1 F			

		GAS T=1179.1 F			

3	868.4	--> * RHF2 * -->	1006.6	0.1706E+06	0.1258E+08

		GAS T=1138.7 F			

		GAS T=1138.7 F			

4	1041.3	--> * HSF2 * -->	1041.3	0.1364E+06	0.0000E+00

		GAS T=1138.7 F			

		GAS T=1138.7 F			

5	833.0	--> * HSF1 * -->	1041.3	0.1364E+06	0.1839E+08

		GAS T=1079.3 F			

		GAS T=1079.3 F			

6	654.0	--> * RHP1 * -->	898.5	0.1685E+06	0.2225E+08

		GAS T=1006.9 F			

		GAS T=1006.9 F			

7	654.5	--> * RHDM * -->	654.5	0.1685E+06	0.0000E+00



```

*****
GAS T=1006.9 F

GAS T=1006.9 F
*****
8      682.8  --> *    COLD    * --> 682.8  0.1420E+06  0.0000E+00
*****
GAS T=1006.9 F

GAS T=1006.9 F
*****
9      833.9  --> *    HSP2    * --> 833.9  0.1363E+06  0.0000E+00
*****
GAS T=1006.9 F

GAS T=1006.9 F
*****
10     620.8  --> *    HSP1    * --> 833.9  0.1363E+06  0.3020E+08
*****
GAS T= 907.5 F

GAS T= 907.5 F
*****
11     547.9  --> *    HBB1    * --> 621.0  0.9355E+05  0.5679E+08
*****
GAS T= 716.9 F

GAS T= 716.9 F
*****
12     547.9  --> *    HBB2    * --> 621.0  0.4275E+05  0.2596E+08
*****
GAS T= 628.2 F

GAS T= 628.2 F
*****
13     452.0  --> *    LSF1    * --> 515.3  0.2650E+05  0.1241E+07
*****
GAS T= 623.9 F

GAS T= 623.9 F
*****
14     415.2  --> *    HEC3    * --> 547.9  0.1363E+06  0.2072E+08
*****
GAS T= 552.3 F

GAS T= 552.3 F
*****
15     420.1  --> *    LBB1    * --> 452.1  0.2650E+05  0.2140E+08
*****
GAS T= 477.5 F

GAS T= 477.5 F
*****
16     415.2  --> *    HEC2    * --> 415.2  0.1363E+06  0.0000E+00
*****
    
```



```

GAS T= 477.5 F

GAS T= 477.5 F
*****
17      218.3  --> *   LEC1   * --> 420.1  0.2650E+05  0.5559E+07
*****
GAS T= 359.9 F

GAS T= 477.5 F
*****
18      220.6  --> *   HEC1   * --> 415.2  0.1363E+06  0.2731E+08
*****
GAS T= 361.7 F

GAS T= 361.4 F
*****
19      0.0    --> *   GADD   * --> 0.0    0.0000E+00  0.0000E+00
*****
GAS T= 361.4 F

GAS T= 361.4 F
*****
20      220.5  --> *   FEED   * --> 220.5  0.1650E+06  0.0000E+00
*****
GAS T= 361.4 F

GAS T= 361.4 F
*****
21      150.0  --> *   PREH   * --> 219.7  0.3120E+06  0.2181E+08
*****
GAS T= 283.4 F

GAS T= 283.4 F
*****
22      220.5  --> *   RCRC   * --> 220.5  0.1280E+06  0.0000E+00
*****
GAS T= 283.4 F

GAS T= 283.4 F
*****
23      100.8  --> *   COND   * --> 100.8  0.1840E+06  0.0000E+00
*****
GAS T= 283.4 F

-----
0.2680E+09

```

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . . :	FW. REF. :



BANK# 2: (RHF1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.133 in	3.38 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.734 in	44.04 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-TP304H		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	34		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	2		
9 # TUBES CARRYING FLUID	68		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.347 in	85.01 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	1613. ft2	150. m2	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	6217. lb/hr/ft2	30352. kg/hr/m2	8. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	75. ft/s	23. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	1191.3 F	644.1 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	1179.1 F	637.3 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	440.8 BTU/lb	244.9 kCal /kg	1025.4 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	437.2 BTU/lb	242.9 kCal /kg	1017.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.284 in. H2O	7.21 mm. H2O	70.62 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	3.82 MMBTU/hr	0.96 MMkCal /hr	1118.85 kW
31 FLUID FLOW RATE	170599. lb/hr	77382. kg/hr	21. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	422.2 psi a	29.1 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	419.6 psi a	28.9 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	2.6 psi	0.2 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	152982.6 lb/hr/ft2	746926.6 kg/hr/m2	207.5 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	86.2 ft/s	26.3 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	1006.6 F	541.5 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	1048.2 F	564.6 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1526.1 BTU/lb	847.9 kCal /kg	3549.8 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1548.5 BTU/lb	860.3 kCal /kg	3601.9 kJ/kg
41 OVERALL U	15.09 BTU/hr/ft2/F	73.69 kCal /hr/m2/C	85.69 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	13.28 BTU/hr/ft/F	19.76 kCal /hr/m/C	22.98 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.2252	0.2252	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft2- F/BTU	0.0002 hr- m2- C/kCal	0.0002 m2- C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft2- F/BTU	0.0002 hr- m2- C/kCal	0.0002 m2- C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	16.28 BTU/hr/ft2/F	79.46 kCal /hr/m2/C	92.41 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	1.63 BTU/hr/ft2/F	7.98 kCal /hr/m2/C	9.28 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	17.91 BTU/hr/ft2/F	87.44 kCal /hr/m2/C	101.69 W/m2/K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	156. BTU/hr/ft2/F	763. kCal /hr/m2/C	888. W/m2/K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION

PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000



V2. 0. 0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK# 3: (RHF2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.133 in	3.38 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.734 in	44.04 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-TP304H		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	2		
9 # TUBES CARRYING FLUID	64		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.528 in	89.61 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	2.50 /in	98.43 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.500 in	12.70 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	6468. ft2	601. m2	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	6311. lb/hr/ft2	30811. kg/hr/m2	9. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	75. ft/s	23. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	1179.1 F	637.3 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	1138.7 F	614.8 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	437.2 BTU/lb	242.9 kCal/kg	1017.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	425.5 BTU/lb	236.4 kCal/kg	989.6 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.447 in. H2O	11.35 mm. H2O	111.27 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	12.58 MMBTU/hr	3.17 MMkCal/hr	3686.43 kW
31 FLUID FLOW RATE	170599. lb/hr	77382. kg/hr	21. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	424.8 psi a	29.3 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	422.2 psi a	29.1 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	2.7 psi	0.2 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	162544.0 lb/hr/ft2	793609.4 kg/hr/m2	220.4 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	81.8 ft/s	24.9 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	868.4 F	464.7 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	1006.6 F	541.5 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1452.4 BTU/lb	806.9 kCal/kg	3378.3 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1526.1 BTU/lb	847.9 kCal/kg	3549.8 kJ/kg
41 OVERALL U	9.10 BTU/hr/ft2/F	44.44 kCal/hr/m2/C	51.68 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	13.10 BTU/hr/ft/F	19.50 kCal/hr/m/C	22.68 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	16.51 BTU/hr/ft/F	24.57 kCal/hr/m/C	28.58 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.4448	0.4448	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	18.13 BTU/hr/ft2/F	88.51 kCal/hr/m2/C	102.93 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.44 BTU/hr/ft2/F	2.13 kCal/hr/m2/C	2.47 W/m2/K



49	OUTSIDE EFF-HT- TRANS. COEF.	13. 73 BTU/hr/ft ² /F	67. 02 kCal /hr/m ² /C	77. 94 W/m ² /K
50	INSIDE HT- TRANS. COEF.	161. BTU/hr/ft ² /F	788. kCal /hr/m ² /C	917. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2. 0. 0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011- 04- 28
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK# 4: (HSF2)

1	FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2	OUTSIDE TUBE DIAMETER	1. 750 in	44. 45 mm	
3	AVG. WALL THICKNESS	0. 266 in	6. 76 mm	
4	INSIDE TUBE DIAMETER	1. 218 in	30. 94 mm	
5	TUBE MATERIAL	213- T22		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	30		
7	NUMBER OF PASSES	1		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	1		
9	# TUBES CARRYING FLUID	30		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	6. 614 in	168. 00 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3. 966 in	100. 74 mm	
13	TUBE TYPE	SEG. FIN		
14	FIN DENSITY	6. 00 /in	236. 22 /m	
15	FIN THICKNESS	0. 047 in	1. 20 mm	
16	FIN SEGMENT WIDTH	0. 156 in	3. 97 mm	
17	FIN HEIGHT	0. 750 in	19. 05 mm	
18	FIN MATERIAL	TP409		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	45. 3 ft	13. 8 m	
20	TOTAL H. T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	5298. lb/hr/ft ²	25869. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	1138. 7 F	614. 8 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	1138. 7 F	614. 8 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	0. 0 BTU/lb	0. 0 kCal /kg	0. 0 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0. 0 BTU/lb	0. 0 kCal /kg	0. 0 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	0. 001 in. H2O	0. 03 mm. H2O	0. 25 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0. 00 MMBTU/hr	0. 00 MMkCal /hr	0. 00 kW
31	FLUID FLOW RATE	136378. lb/hr	61860. kg/hr	17. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	1765. 0 psi a	121. 7 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	1765. 0 psi a	121. 7 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	0. 0 psi	0. 0 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	561823. 6 lb/hr/ft ²	2743063. 2 kg/hr/m ²	762. 0 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	0. 0 ft/s	0. 0 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	1041. 3 F	560. 7 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	1041. 3 F	560. 7 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	1507. 0 BTU/lb	837. 2 kCal /kg	3505. 2 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	1507. 0 BTU/lb	837. 2 kCal /kg	3505. 2 kJ/kg
41	OVERALL U	0. 00 BTU/hr/ft ² /F	0. 00 kCal /hr/m ² /C	0. 01 W/m ² /K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0. 00 BTU/hr/ft/F	0. 00 kCal /hr/m/C	0. 00 W/m/K



43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . : BY. :
LOCATION: DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK# 5: (HSF1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.750 in	44.45 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.266 in	6.76 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.218 in	30.94 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-TP304H		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	34		
7 NUMBER OF PASSES	3		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	3		
9 # TUBES CARRYING FLUID	34		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.324 in	84.43 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	4.50 /in	177.17 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.500 in	12.70 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	14706. ft ²	1366. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	6150. lb/hr/ft ²	30027. kg/hr/m ²	8. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	72. ft/s	22. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	1138.7 F	614.8 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	1079.3 F	581.8 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	425.5 BTU/lb	236.4 kCal /kg	989.6 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	408.2 BTU/lb	226.8 kCal /kg	949.5 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.914 in. H ₂ O	23.21 mm. H ₂ O	227.44 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	18.39 MMBTU/hr	4.63 MMkCal /hr	5389.81 kW
31 FLUID FLOW RATE	136378. lb/hr	61860. kg/hr	17. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1783.6 psia	123.0 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1765.0 psia	121.7 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	18.6 psi	1.3 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	495726.7 lb/hr/ft ²	2420350.0 kg/hr/m ²	672.3 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	51.1 ft/s	15.6 m/s	



37 FLUID INLET TEMP.	833.0 F	445.0 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	1041.3 F	560.7 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1372.1 BTU/lb	762.3 kCal/kg	3191.5 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1507.0 BTU/lb	837.2 kCal/kg	3505.2 kJ/kg
41 OVERALL U	7.85 BTU/hr/ft ² /F	38.33 kCal/hr/m ² /C	44.58 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	12.98 BTU/hr/ft/F	19.32 kCal/hr/m/C	22.47 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	16.42 BTU/hr/ft/F	24.44 kCal/hr/m/C	28.43 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.6815	0.6815	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	15.53 BTU/hr/ft ² /F	75.83 kCal/hr/m ² /C	88.18 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.23 BTU/hr/ft ² /F	1.11 kCal/hr/m ² /C	1.29 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	11.65 BTU/hr/ft ² /F	56.86 kCal/hr/m ² /C	66.12 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	497. BTU/hr/ft ² /F	2427. kCal/hr/m ² /C	2823. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 6: (RHP1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.133 in	3.38 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.734 in	44.04 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-T22		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	26		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	3		
9 # TUBES CARRYING FLUID	78		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	4.328 in	109.93 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.875 in	22.23 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	26991. ft ²	2508. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5598. lb/hr/ft ²	27330. kg/hr/m ²	8. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	63. ft/s	19. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	1079.3 F	581.8 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	1006.9 F	541.6 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	408.2 BTU/lb	226.8 kCal/kg	949.5 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	387.4 BTU/lb	215.2 kCal/kg	901.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.984 in. H ₂ O	24.98 mm. H ₂ O	244.81 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	22.25 MMBTU/hr	5.61 MMkCal/hr	6519.74 kW



31 FLUID FLOW RATE	168463. lb/hr	76414. kg/hr	21. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	426.5 psi a	29.4 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	424.8 psi a	29.3 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	1.7 psi	0.1 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	131699.8 lb/hr/ft ²	643014.9 kg/hr/m ²	178.6 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	53.8 ft/s	16.4 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	654.0 F	345.5 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	898.5 F	481.4 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1336.3 BTU/lb	742.4 kCal/kg	3108.3 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1468.4 BTU/lb	815.8 kCal/kg	3415.5 kJ/kg
41 OVERALL U	3.35 BTU/hr/ft ² /F	16.35 kCal/hr/m ² /C	19.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	19.59 BTU/hr/ft/F	29.15 kCal/hr/m/C	33.90 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	16.30 BTU/hr/ft/F	24.26 kCal/hr/m/C	28.22 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.5749	0.5749	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.68 BTU/hr/ft ² /F	66.81 kCal/hr/m ² /C	77.70 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.08 BTU/hr/ft ² /F	0.38 kCal/hr/m ² /C	0.45 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	6.67 BTU/hr/ft ² /F	32.55 kCal/hr/m ² /C	37.85 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	131. BTU/hr/ft ² /F	637. kCal/hr/m ² /C	741. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 7: (RHD)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.180 in	4.57 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.640 in	41.66 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-T11		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	26		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9 # TUBES CARRYING FLUID	52		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	4.843 in	123.00 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	49.2 ft	15.0 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	3546. lb/hr/ft ²	17314. kg/hr/m ²	5. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	



24 FLUEGAS INLET TEMP.	1006.9 F	541.6 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	1006.9 F	541.6 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	387.4 BTU/lb	215.2 kCal/kg	901.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	387.4 BTU/lb	215.2 kCal/kg	901.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H2O	0.03 mm. H2O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	168463. lb/hr	76414. kg/hr	21. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	431.0 psia	29.7 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	431.0 psia	29.7 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	220844.7 lb/hr/ft2	1078258.2 kg/hr/m2	299.5 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	654.5 F	345.8 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	654.5 F	345.8 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1336.3 BTU/lb	742.4 kCal/kg	3108.3 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1336.3 BTU/lb	742.4 kCal/kg	3108.3 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.01 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft2-F/BTU	0.6147 hr-m2-C/kCal	0.5285 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft2-F/BTU	0.6147 hr-m2-C/kCal	0.5285 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.00 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.00 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.00 W/m2/K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft2/F	0. kCal/hr/m2/C	0. W/m2/K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 8: (COLD)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm
5 TUBE MATERIAL	213-T11	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	60	
7 NUMBER OF PASSES	1	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0	
9 # TUBES CARRYING FLUID	60	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm
12 TRANS. TUBE PITCH	5.687 in	144.45 mm
13 TUBE TYPE	BARE TUBE	
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)	
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)	
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)	
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)	



18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	833. lb/hr/ft ²	4066. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	1006.9 F	541.6 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	1006.9 F	541.6 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	387.4 BTU/lb	215.2 kCal /kg	901.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	387.4 BTU/lb	215.2 kCal /kg	901.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	141959. lb/hr	64392. kg/hr	18. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	431.0 psi a	29.7 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	431.0 psi a	29.7 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	135387.5 lb/hr/ft ²	661019.9 kg/hr/m ²	183.6 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	682.8 F	361.6 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	682.8 F	361.6 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1352.2 BTU/lb	751.2 kCal /kg	3145.1 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1352.2 BTU/lb	751.2 kCal /kg	3145.1 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft ² - F/ BTU	0.6147 hr- m ² - C/kCal	0.5285 m ² - C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft ² - F/ BTU	0.6147 hr- m ² - C/kCal	0.5285 m ² - C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 9: (HSP2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.750 in	44.45 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.220 in	5.59 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.310 in	33.27 mm
5 TUBE MATERIAL	213-T22	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32	
7 NUMBER OF PASSES	2	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	2	
9 # TUBES CARRYING FLUID	32	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm



12 TRANS. TUBE PITCH	3.937 in	100.00 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	1.000 in	25.40 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5490. lb/hr/ft ²	26805. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	1006.9 F	541.6 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	1006.9 F	541.6 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal /kg	0.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal /kg	0.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	136299. lb/hr	61824. kg/hr	17. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1783.6 psia	123.0 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1783.6 psia	123.0 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	455065.7 lb/hr/ft ²	2221825.5 kg/hr/m ²	617.2 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	833.9 F	445.5 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	833.9 F	445.5 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1372.8 BTU/lb	762.7 kCal /kg	3193.2 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1372.8 BTU/lb	762.7 kCal /kg	3193.2 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr- ft ² - F/ BTU	0.4099 hr- m ² - C/kCal	0.3524 m ² - C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr- ft ² - F/ BTU	0.4099 hr- m ² - C/kCal	0.3524 m ² - C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#10: (HSP1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.750 in	44.45 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.222 in	5.64 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.306 in	33.17 mm
5 TUBE MATERIAL	213- T22	



6	NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7	NUMBER OF PASSES	3		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	3		
9	# TUBES CARRYING FLUID	32		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3.528 in	89.61 mm	
13	TUBE TYPE	SEG. FIN		
14	FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15	FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16	FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17	FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18	FIN MATERIAL	TP409		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20	TOTAL H.T SURFACE AREA	21256. ft ²	1975. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	5882. lb/hr/ft ²	28721. kg/hr/m ²	8. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	63. ft/s	19. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	1006.9 F	541.6 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	907.5 F	486.4 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	387.4 BTU/lb	215.2 kCal/kg	901.0 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	359.1 BTU/lb	199.5 kCal/kg	835.2 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	0.893 in. H ₂ O	22.68 mm. H ₂ O	222.22 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	30.20 MMBTU/hr	7.61 MMkCal/hr	8850.63 kW
31	FLUID FLOW RATE	136299. lb/hr	61824. kg/hr	17. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	1797.0 psi a	123.9 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	1783.6 psi a	123.0 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	13.3 psi	0.9 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	457857.4 lb/hr/ft ²	2235456.2 kg/hr/m ²	621.0 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	28.0 ft/s	8.5 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	620.8 F	327.1 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	833.9 F	445.5 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	1152.3 BTU/lb	640.2 kCal/kg	2680.3 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	1372.8 BTU/lb	762.7 kCal/kg	3193.2 kJ/kg
41	OVERALL U	6.34 BTU/hr/ft ² /F	30.95 kCal/hr/m ² /C	35.99 W/m ² /K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	20.21 BTU/hr/ft/F	30.07 kCal/hr/m/C	34.97 W/m/K
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	16.00 BTU/hr/ft/F	23.81 kCal/hr/m/C	27.69 W/m/C
44	EFFECTIVENESS FACTOR .	0.5532	0.5532	
45	INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47	OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	15.58 BTU/hr/ft ² /F	76.07 kCal/hr/m ² /C	88.47 W/m ² /K
48	OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.07 BTU/hr/ft ² /F	0.36 kCal/hr/m ² /C	0.42 W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	9.29 BTU/hr/ft ² /F	45.34 kCal/hr/m ² /C	52.73 W/m ² /K
50	INSIDE HT-TRANS. COEF.	515. BTU/hr/ft ² /F	2515. kCal/hr/m ² /C	2925. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION

PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000

V2.0.0

CLIENT. . . :

BY. :

LOCATION:

DATE. . . . : 2011-04-28

DESCR. . . :

FW. REF. :

BANK#11: (HBB1)



1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.150 in	3.81 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.200 in	30.48 mm	
5 TUBE MATERIAL	210-A1		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	6		
9 # TUBES CARRYING FLUID	192		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.528 in	89.61 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.750 in	19.05 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	44137. ft ²	4100. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5205. lb/hr/ft ²	25412. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	52. ft/s	16. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	907.5 F	486.4 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	716.9 F	380.5 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	359.1 BTU/lb	199.5 kCal/kg	835.2 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	305.8 BTU/lb	169.9 kCal/kg	711.3 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	1.328 in. H ₂ O	33.74 mm. H ₂ O	330.64 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	56.79 MMBTU/hr	14.31 MMkCal/hr	16644.17 kW
31 STEAM GENERATING RATE	93545. lb/hr	42431. kg/hr	12. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1800.3 psi a	124.1 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1800.3 psi a	124.1 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
36 FLUID INLET VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
37 FLUID INLET TEMP.	547.9 F	286.6 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	621.0 F	327.2 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	545.2 BTU/lb	302.9 kCal/kg	1268.1 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1152.3 BTU/lb	640.2 kCal/kg	2680.3 kJ/kg
41 OVERALL U	7.39 BTU/hr/ft ² /F	36.08 kCal/hr/m ² /C	41.96 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	25.32 BTU/hr/ft/F	37.69 kCal/hr/m/C	43.83 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	26.03 BTU/hr/ft/F	38.74 kCal/hr/m/C	45.05 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.6652	0.6652	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	14.91 BTU/hr/ft ² /F	72.80 kCal/hr/m ² /C	84.66 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.05 BTU/hr/ft ² /F	0.23 kCal/hr/m ² /C	0.26 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	9.32 BTU/hr/ft ² /F	45.52 kCal/hr/m ² /C	52.93 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	2147. BTU/hr/ft ² /F	10482. kCal/hr/m ² /C	12189. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION

PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000

V2.0.0



CLIENT. . . :	BY. :		
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28		
DESCR. . . :	FW. REF. :		
BANK#12: (HBB2)			
1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.150 in	3.81 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.200 in	30.48 mm	
5 TUBE MATERIAL	210-A1		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	14		
9 # TUBES CARRYING FLUID	448		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.528 in	89.61 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.750 in	19.05 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	106851. ft2	9927. m2	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5017. lb/hr/ft2	24493. kg/hr/m2	7. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	43. ft/s	13. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	716.9 F	380.5 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	628.2 F	331.2 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	305.8 BTU/lb	169.9 kCal/kg	711.3 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	281.5 BTU/lb	156.4 kCal/kg	654.7 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	2.585 in. H2O	65.67 mm. H2O	643.53 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	25.96 MMBTU/hr	6.54 MMkCal/hr	7607.10 kW
31 STEAM GENERATING RATE	42754. lb/hr	19393. kg/hr	5. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1800.3 psia	124.1 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1800.3 psia	124.1 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
36 FLUID INLET VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
37 FLUID INLET TEMP.	547.9 F	286.6 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	621.0 F	327.2 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	545.2 BTU/lb	302.9 kCal/kg	1268.1 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1152.3 BTU/lb	640.2 kCal/kg	2680.3 kJ/kg
41 OVERALL U	7.11 BTU/hr/ft2/F	34.70 kCal/hr/m2/C	40.35 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	25.60 BTU/hr/ft/F	38.10 kCal/hr/m/C	44.30 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	26.96 BTU/hr/ft/F	40.12 kCal/hr/m/C	46.66 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.9254	0.9254	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.63 BTU/hr/ft2/F	66.54 kCal/hr/m2/C	77.38 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.04 BTU/hr/ft2/F	0.19 kCal/hr/m2/C	0.22 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	8.86 BTU/hr/ft2/F	43.27 kCal/hr/m2/C	50.32 W/m2/K



50	INSIDE	HT-TRANS. COEF.	2147. BTU/hr/ft2/F	10482. kCal /hr/m2/C	12189. W/m2/K
FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION					
PERFORMANCE ENGINEERING					
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000					
V2. 0. 0					
CLIENT. . . :			BY. :		
LOCATION:			DATE. . . . : 2011-04-28		
DESCR. . . :			FW. REF. :		
BANK#13: (LSF1)					
1	FLOW ARRANGEMENT		COUNTER FLOW		
2	OUTSIDE TUBE DIAMETER	1. 750 in	44. 45 mm		
3	AVG. WALL THICKNESS	0. 117 in	2. 97 mm		
4	INSIDE TUBE DIAMETER	1. 516 in	38. 51 mm		
5	TUBE MATERIAL	178- C			
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	37			
7	NUMBER OF PASSES	1			
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	1			
9	# TUBES CARRYING FLUID	37			
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED			
11	LONGIT. TUBE PITCH	6. 000 in	152. 40 mm		
12	TRANS. TUBE PITCH	3. 079 in	78. 21 mm		
13	TUBE TYPE	BARE TUBE			
14	FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)			
15	FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)			
16	FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)			
17	FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)			
18	FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)			
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	47. 0 ft	14. 3 m		
20	TOTAL H. T SURFACE AREA	797. ft2	74. m2		
21	FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s	
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	5581. lb/hr/ft2	27247. kg/hr/m2	8. kg/s/m2	
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	44. ft/s	13. m/s		
24	FLUEGAS INLET TEMP.	628. 2 F	331. 2 C		
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	623. 9 F	328. 8 C		
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	281. 5 BTU/lb	156. 4 kCal /kg	654. 7 kJ/kg	
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	280. 3 BTU/lb	155. 7 kCal /kg	652. 0 kJ/kg	
28	FLUEGAS DELTA- P	0. 071 in. H2O	1. 79 mm. H2O	17. 55 Pa	
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	1. 24 MMBTU/hr	0. 31 MMkCal /hr	363. 81 kW	
31	FLUID FLOW RATE	26504. lb/hr	12022. kg/hr	3. kg/s	
32	FLUID INLET PRESSURE	431. 3 psia	29. 7 bar		
33	FLUID OUTLET PRESSURE	431. 0 psia	29. 7 bar		
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	0. 3 psi	0. 0 bar		
35	FLUID MASS VELOCITY	57146. 2 lb/hr/ft2	279012. 0 kg/hr/m2	77. 5 kg/s/m2	
36	FLUID INLET VELOCITY	17. 1 ft/s	5. 2 m/s		
37	FLUID INLET TEMP.	452. 0 F	233. 4 C		
38	FLUID OUTLET TEMP.	515. 3 F	268. 5 C		
39	FLUID INLET ENTHALPY	1204. 8 BTU/lb	669. 3 kCal /kg	2802. 3 kJ/kg	
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	1251. 6 BTU/lb	695. 3 kCal /kg	2911. 2 kJ/kg	
41	OVERALL U	11. 13 BTU/hr/ft2/F	54. 33 kCal /hr/m2/C	63. 18 W/m2/K	
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	26. 72 BTU/hr/ft/F	39. 76 kCal /hr/m/C	46. 24 W/m/K	
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)			



44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.3591	0.3591	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.08 BTU/hr/ft ² /F	63.84 kCal/hr/m ² /C	74.25 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	1.06 BTU/hr/ft ² /F	5.16 kCal/hr/m ² /C	6.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	14.13 BTU/hr/ft ² /F	69.01 kCal/hr/m ² /C	80.25 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	70. BTU/hr/ft ² /F	340. kCal/hr/m ² /C	396. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . : BY. :
LOCATION: DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK#14: (HEC3)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.150 in	3.81 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.200 in	30.48 mm	
5 TUBE MATERIAL	210-A1		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	30		
7 NUMBER OF PASSES	4		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9 # TUBES CARRYING FLUID	30		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.758 in	95.45 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.875 in	22.23 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	33239. ft ²	3088. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4849. lb/hr/ft ²	23676. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	38. ft/s	12. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	623.9 F	328.8 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	552.3 F	289.0 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	280.3 BTU/lb	155.7 kCal/kg	652.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	260.9 BTU/lb	144.9 kCal/kg	606.8 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.682 in. H ₂ O	17.31 mm. H ₂ O	169.66 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	20.72 MMBTU/hr	5.22 MMkCal/hr	6073.87 kW
31 FLUID FLOW RATE	136299. lb/hr	61824. kg/hr	17. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1803.0 psi a	124.3 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1800.3 psi a	124.1 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	2.7 psi	0.2 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	578472.7 lb/hr/ft ²	2824351.5 kg/hr/m ²	784.5 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	3.0 ft/s	0.9 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	415.2 F	212.9 C	



38 FLUID OUTLET TEMP.	547.9 F	286.6 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	393.1 BTU/lb	218.4 kCal/kg	914.5 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	545.2 BTU/lb	302.9 kCal/kg	1268.1 kJ/kg
41 OVERALL U	6.22 BTU/hr/ft ² /F	30.39 kCal/hr/m ² /C	35.34 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	26.78 BTU/hr/ft/F	39.85 kCal/hr/m/C	46.35 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	28.05 BTU/hr/ft/F	41.75 kCal/hr/m/C	48.55 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.6357	0.6357	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.46 BTU/hr/ft ² /F	65.73 kCal/hr/m ² /C	76.44 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.03 BTU/hr/ft ² /F	0.13 kCal/hr/m ² /C	0.15 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	8.04 BTU/hr/ft ² /F	39.24 kCal/hr/m ² /C	45.63 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1454. BTU/hr/ft ² /F	7101. kCal/hr/m ² /C	8258. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#15: (LBB1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.266 in	32.16 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	7		
9 # TUBES CARRYING FLUID	224		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.528 in	89.61 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.750 in	19.05 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	53426. ft ²	4963. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5017. lb/hr/ft ²	24493. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	37. ft/s	11. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	552.3 F	289.0 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	477.5 F	247.5 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	260.9 BTU/lb	144.9 kCal/kg	606.8 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	240.8 BTU/lb	133.8 kCal/kg	560.2 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	1.083 in. H2O	27.51 mm. H2O	269.62 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	21.40 MMBTU/hr	5.39 MMkCal/hr	6272.94 kW
31 STEAM GENERATING RATE	26504. lb/hr	12022. kg/hr	3. kg/s



32 FLUID INLET PRESSURE	431.8 psi a	29.8 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	431.8 psi a	29.8 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
36 FLUID INLET VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
37 FLUID INLET TEMP.	420.1 F	215.6 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	452.1 F	233.4 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	397.2 BTU/lb	220.7 kCal /kg	923.8 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1204.8 BTU/lb	669.3 kCal /kg	2802.3 kJ/kg
41 OVERALL U	7.36 BTU/hr/ft ² /F	35.91 kCal /hr/m ² /C	41.76 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	29.02 BTU/hr/ft/F	43.18 kCal /hr/m/C	50.22 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	28.82 BTU/hr/ft/F	42.89 kCal /hr/m/C	49.88 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.7464	0.7464	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	12.86 BTU/hr/ft ² /F	62.79 kCal /hr/m ² /C	73.02 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.03 BTU/hr/ft ² /F	0.13 kCal /hr/m ² /C	0.15 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	8.67 BTU/hr/ft ² /F	42.34 kCal /hr/m ² /C	49.24 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1744. BTU/hr/ft ² /F	8516. kCal /hr/m ² /C	9903. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . : BY. :
LOCATION: DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK#16: (HEC2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.120 in	3.05 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.260 in	32.00 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-C		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7 NUMBER OF PASSES	4		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9 # TUBES CARRYING FLUID	32		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.937 in	100.00 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	49.2 ft	15.0 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	3361. lb/hr/ft ²	16408. kg/hr/m ²	5. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	477.5 F	247.5 C	



25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	477.5 F	247.5 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal /kg	0.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal /kg	0.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H2O	0.03 mm. H2O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	136299. lb/hr	61824. kg/hr	17. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1803.0 psia	124.3 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1803.0 psia	124.3 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	491898.6 lb/hr/ft2	2401659.5 kg/hr/m2	667.1 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	415.2 F	212.9 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	415.2 F	212.9 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	393.1 BTU/lb	218.4 kCal /kg	914.5 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	393.1 BTU/lb	218.4 kCal /kg	914.5 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal /hr/m2/C	0.01 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr- ft2- F/ BTU	0.4099 hr- m2- C/kCal	0.3524 m2- C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr- ft2- F/ BTU	0.4099 hr- m2- C/kCal	0.3524 m2- C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal /hr/m2/C	0.00 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal /hr/m2/C	0.00 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal /hr/m2/C	0.00 W/m2/K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft2/F	0. kCal /hr/m2/C	0. W/m2/K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#17: (LEC1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.266 in	32.16 mm
5 TUBE MATERIAL	178-A	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	5	
7 NUMBER OF PASSES	6	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	6	
9 # TUBES CARRYING FLUID	5	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm
12 TRANS. TUBE PITCH	3.758 in	95.45 mm
13 TUBE TYPE	SEG. FIN	
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm
17 FIN HEIGHT	0.875 in	22.23 mm
18 FIN MATERIAL	C. S.	



19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	8699. ft ²	808. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	179489. lb/hr	81415. kg/hr	23. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5201. lb/hr/ft ²	25391. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	36. ft/s	11. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	477.5 F	247.5 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	359.9 F	182.2 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	240.8 BTU/lb	133.8 kCal/kg	560.2 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	209.6 BTU/lb	116.5 kCal/kg	487.6 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	1.007 in. H ₂ O	25.57 mm. H ₂ O	250.60 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	5.56 MMBTU/hr	1.40 MMkCal/hr	1629.15 kW
31 FLUID FLOW RATE	26504. lb/hr	12022. kg/hr	3. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	435.5 psi a	30.0 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	431.8 psi a	29.8 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	3.7 psi	0.3 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	606386.8 lb/hr/ft ²	2960640.2 kg/hr/m ²	822.4 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	2.8 ft/s	0.9 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	218.3 F	103.5 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	420.1 F	215.6 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	187.4 BTU/lb	104.1 kCal/kg	436.0 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	397.2 BTU/lb	220.7 kCal/kg	923.8 kJ/kg
41 OVERALL U	7.00 BTU/hr/ft ² /F	34.19 kCal/hr/m ² /C	39.77 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	30.38 BTU/hr/ft/F	45.21 kCal/hr/m/C	52.57 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	30.02 BTU/hr/ft/F	44.67 kCal/hr/m/C	51.95 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.7786	0.7786	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.40 BTU/hr/ft ² /F	65.41 kCal/hr/m ² /C	76.07 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.02 BTU/hr/ft ² /F	0.08 kCal/hr/m ² /C	0.09 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	8.89 BTU/hr/ft ² /F	43.38 kCal/hr/m ² /C	50.45 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1264. BTU/hr/ft ² /F	6170. kCal/hr/m ² /C	7175. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#18: (HEC1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.150 in	3.81 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.200 in	30.48 mm
5 TUBE MATERIAL	210-A1	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	25	
7 NUMBER OF PASSES	6	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	6	
9 # TUBES CARRYING FLUID	25	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm
12 TRANS. TUBE PITCH	3.758 in	95.45 mm



13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.875 in	22.23 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	43493. ft ²	4041. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	895296. lb/hr	406100. kg/hr	113. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5188. lb/hr/ft ²	25330. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	35. ft/s	11. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	477.5 F	247.5 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	361.7 F	183.2 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	240.8 BTU/lb	133.8 kCal/kg	560.2 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	210.1 BTU/lb	116.7 kCal/kg	488.6 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	1.003 in. H ₂ O	25.48 mm. H ₂ O	249.72 Pa
29 HEAT ABSORBED...DUTY...	27.31 MMBTU/hr	6.88 MMkCal/hr	8005.05 kW
31 FLUID FLOW RATE	136299. lb/hr	61824. kg/hr	17. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1808.6 psia	124.7 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1803.5 psia	124.3 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	5.1 psi	0.4 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	694167.2 lb/hr/ft ²	3389221.5 kg/hr/m ²	941.5 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	3.2 ft/s	1.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	220.6 F	104.8 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	415.2 F	212.9 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	192.7 BTU/lb	107.1 kCal/kg	448.3 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	393.1 BTU/lb	218.4 kCal/kg	914.5 kJ/kg
41 OVERALL U	6.63 BTU/hr/ft ² /F	32.37 kCal/hr/m ² /C	37.64 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	28.33 BTU/hr/ft/F	42.17 kCal/hr/m/C	49.04 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	30.01 BTU/hr/ft/F	44.67 kCal/hr/m/C	51.94 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.7572	0.7572	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.38 BTU/hr/ft ² /F	65.32 kCal/hr/m ² /C	75.96 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.02 BTU/hr/ft ² /F	0.08 kCal/hr/m ² /C	0.09 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	8.88 BTU/hr/ft ² /F	43.34 kCal/hr/m ² /C	50.40 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1416. BTU/hr/ft ² /F	6914. kCal/hr/m ² /C	8041. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#20: (FEED)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm
5 TUBE MATERIAL	178-A	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	72	



7	NUMBER OF PASSES	1		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9	# TUBES CARRYING FLUID	36		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	4.750 in	120.65 mm	
13	TUBE TYPE	BARE TUBE		
14	FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15	FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16	FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17	FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18	FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20	TOTAL H. T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	931. lb/hr/ft ²	4543. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	361.4 F	183.0 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	361.4 F	183.0 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	210.0 BTU/lb	116.7 kCal /kg	488.5 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	210.0 BTU/lb	116.7 kCal /kg	488.5 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31	FLUID FLOW RATE	165017. lb/hr	74851. kg/hr	21. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	1765.0 psi a	121.7 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	1765.0 psi a	121.7 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	262297.5 lb/hr/ft ²	1280648.6 kg/hr/m ²	355.7 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	220.5 F	104.7 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	220.5 F	104.7 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	192.6 BTU/lb	107.0 kCal /kg	447.9 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	192.6 BTU/lb	107.0 kCal /kg	447.9 kJ/kg
41	OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44	EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45	INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.6147 hr- m ² - C/kCal	0.5285 m ² - C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.6147 hr- m ² - C/kCal	0.5285 m ² - C/W
47	OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48	OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50	INSIDE HT- TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#21: (PREH)



1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.266 in	32.16 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-C		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	34		
7 NUMBER OF PASSES	4		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9 # TUBES CARRYING FLUID	34		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.324 in	84.43 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	3.00 /in	118.11 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	15416. ft ²	1432. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4900. lb/hr/ft ²	23926. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	29. ft/s	9. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	361.4 F	183.0 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	283.4 F	139.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	210.0 BTU/lb	116.7 kCal/kg	488.5 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	189.6 BTU/lb	105.3 kCal/kg	440.9 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.290 in. H ₂ O	7.36 mm. H ₂ O	72.08 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	21.81 MMBTU/hr	5.50 MMkCal/hr	6392.76 kW
31 FLUID FLOW RATE	312000. lb/hr	141521. kg/hr	39. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	57.1 psi a	3.9 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	50.0 psi a	3.4 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	7.1 psi	0.5 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	1049738.6 lb/hr/ft ²	5125273.5 kg/hr/m ²	1423.7 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	4.8 ft/s	1.5 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	150.0 F	65.6 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	219.7 F	104.3 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	118.1 BTU/lb	65.6 kCal/kg	274.7 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	188.0 BTU/lb	104.5 kCal/kg	437.4 kJ/kg
41 OVERALL U	10.43 BTU/hr/ft ² /F	50.94 kCal/hr/m ² /C	59.24 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	29.70 BTU/hr/ft/F	44.20 kCal/hr/m/C	51.40 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	31.68 BTU/hr/ft/F	47.15 kCal/hr/m/C	54.83 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.3689	0.3689	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	14.40 BTU/hr/ft ² /F	70.29 kCal/hr/m ² /C	81.75 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.04 BTU/hr/ft ² /F	0.18 kCal/hr/m ² /C	0.21 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	11.47 BTU/hr/ft ² /F	56.01 kCal/hr/m ² /C	65.14 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1463. BTU/hr/ft ² /F	7144. kCal/hr/m ² /C	8308. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION

PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000

V2.0.0



CLIENT. . . : BY. :
LOCATION: DATE. . . . : 2011-04-28
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK#22: (RCRC)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	72		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9 # TUBES CARRYING FLUID	36		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	4.750 in	120.65 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	931. lb/hr/ft ²	4543. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	283.4 F	139.7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	283.4 F	139.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	189.6 BTU/lb	105.3 kCal/kg	440.9 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	189.6 BTU/lb	105.3 kCal/kg	440.9 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	128000. lb/hr	58060. kg/hr	16. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	50.0 psi a	3.4 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	50.0 psi a	3.4 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	203457.8 lb/hr/ft ²	993368.2 kg/hr/m ²	275.9 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	220.5 F	104.7 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	220.5 F	104.7 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	188.8 BTU/lb	104.9 kCal/kg	439.2 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	188.8 BTU/lb	104.9 kCal/kg	439.2 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal/hr/m ² /C	0. W/m ² /K



FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2. 0. 0

CLIENT. . . : BY. :
LOCATION: DATE. . . . : 2011- 04- 28
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK#23: (COND)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2. 000 in	50. 80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0. 105 in	2. 67 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1. 790 in	45. 47 mm	
5 TUBE MATERIAL	178- A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	72		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9 # TUBES CARRYING FLUID	36		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	5. 500 in	139. 70 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	4. 750 in	120. 65 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70. 0 ft	21. 3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	931. lb/hr/ft ²	4543. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	283. 4 F	139. 7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	283. 4 F	139. 7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	189. 6 BTU/lb	105. 3 kCal /kg	440. 9 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	189. 6 BTU/lb	105. 3 kCal /kg	440. 9 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0. 001 in. H2O	0. 03 mm. H2O	0. 25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0. 00 MMBTU/hr	0. 00 MMkCal /hr	0. 00 kW
31 FLUID FLOW RATE	184000. lb/hr	83461. kg/hr	23. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	50. 0 psi a	3. 4 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	50. 0 psi a	3. 4 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0. 0 psi	0. 0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	292470. 6 lb/hr/ft ²	1427966. 9 kg/hr/m ²	396. 7 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0. 0 ft/s	0. 0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	100. 8 F	38. 2 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	100. 8 F	38. 2 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	68. 9 BTU/lb	38. 3 kCal /kg	160. 3 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	68. 9 BTU/lb	38. 3 kCal /kg	160. 3 kJ/kg
41 OVERALL U	0. 00 BTU/hr/ft ² /F	0. 00 kCal /hr/m ² /C	0. 01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0. 00 BTU/hr/ft/F	0. 00 kCal /hr/m/C	0. 00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0. 0000	0. 0000	



45	INSIDE	FOULING FACTOR	3.0010	hr-ft ² -F/BTU	0.6147	hr-m ² -C/kCal	0.5285	m ² -C/W
46	OUTSIDE	FOULING FACTOR	3.0010	hr-ft ² -F/BTU	0.6147	hr-m ² -C/kCal	0.5285	m ² -C/W
47	OUTSIDE	CONV-HT-TRANS. COEF	0.00	BTU/hr/ft ² /F	0.00	kCal/hr/m ² /C	0.00	W/m ² /K
48	OUTSIDE	RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00	BTU/hr/ft ² /F	0.00	kCal/hr/m ² /C	0.00	W/m ² /K
49	OUTSIDE	EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00	BTU/hr/ft ² /F	0.00	kCal/hr/m ² /C	0.00	W/m ² /K
50	INSIDE	HT-TRANS. COEF.	0.	BTU/hr/ft ² /F	0.	kCal/hr/m ² /C	0.	W/m ² /K



ALTERNATIVA II, COFIRED

INPUT LISTING

ARRAN = S UFACT = 1.000 TAMB = 59.0
NCC = 35 IGAS = 0
TGFRAC = 14.700 7.300 71.800 5.000 0.000 1.200 0.000 0.000 0.000 0.000
WGAS, GTIN, ELEV, ITER, EROR = 1069318.00 837.00 95.00 100 0.00
ICASE, WAIR, WFUEL, HHV, GAP, NPRINT = 1 0.0 5468. -20615. 20.0 0
C S O2 H2O N2 H2 CO CO2
FUEL = 0.0000 0.0000 0.1500 0.0000 0.6000 0.0000 0.0000 1.0000
H2S CH4 C2H6 C3H8 C4H10 C5H12 C6H14 C2H2
FUEL = 0.0000 96.4600 1.5000 0.2100 0.0640 0.0160 0.0000 0.0000
C2H4 C3H6 C4H10ISO C6H6 C7H8 C8H10 C10H8
FUEL = 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
01-MAY-11 21:33:58

FOSTER WHEELER ENERGY INTERNATIONAL, INC.
NEW JERSEY, USA

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM

Jan 1, 2011

TITLE : ALT_2_COF

UNITS : US CUSTOMARY

GAS ENTHALPY : ASME

INPUT FILE : C:\USERS\MI BANEZ\APPDATA\LOCAL\TEMP\tempHRSG.IN

OUTPUT FILE : C:\USERS\MI BANEZ\APPDATA\LOCAL\TEMP\tempHRSG.PRN



INPUT MIRROR

ALT_2_COF

S E1.000 059.00 0 0 0 01

35 0

0	2	0	0	0	15	0	1	BURN
1	3	27	0	0	2	0	2	RHF2
2	4	4	0	0	2	1	3	HSF2
3	5	25	3	0	2	1	4	HSF1
4	6	6	27	0	2	0	5	RHP1
5	7	32	5	0	2	0	6	RHDM
6	8	0	32	0	2	0	7	COLD
7	9	9	25	0	2	0	8	HSP2
8	10	34	8	0	2	0	9	HSP1
9	11	35	34	0	0	0	10	HBB1
10	12	35	34	0	0	0	11	HBB2
11	13	14	32	0	2	0	12	LSF1
12	14	15	35	0	1	0	13	HEC3
13	15	24	12	0	0	0	14	LBB1
14	18	18	13	0	1	0	15	HEC2
15	17	24	0	0	1	0	16	FHTR
16	19	31	24	0	1	0	17	LEC1
15	19	28	15	0	1	0	18	HEC1
17	20	0	0	18	5	0	19	GADD
19	21	0	30	0	1	0	20	FEED
20	22	33	0	0	1	0	21	PREH
21	23	0	33	0	1	0	22	RCRC
22	0	0	33	0	1	0	23	COND
0	0	17	14	16	6	0	24	SPL8
0	0	8	4	28	8	0	25	HPDS
0	0	30	28	0	9	0	26	HPMP
0	0	5	2	31	8	0	27	RHDS
0	0	26	18	25	6	0	28	SPL3
0	0	30	31	0	9	0	29	IPMP
0	0	20	26	29	6	0	30	SPL6
0	0	29	17	27	6	0	31	spl4
0	0	7	6	12	7	0	32	ADD6
0	0	22	21	23	7	0	33	ADD8
0	0	10	9	11	7	0	34	ADD9
0	0	13	10	11	6	0	35	SPL7

BURN

0	5467.66	1	20	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0.116202	0.116202	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0

RHF2

0	0	1	0	0	1	0	1.75
34	2	68	3.324	6	6.150001	0.5	0.0472

1. E-03 1. E-03

-1.02	0	419.6016	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0.1563

HSF2

0	0	1	0	0	1	0	1.5
30	1	30	3.966	6.614173	6.000001	0.75	0.0472



2. 001	2. 001	- 1. 02	0	1765. 007	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HSF1							
0	0	1	0	0	2	0	1. 5
37	4	74	3. 058	- 4. 5	4. 8	0. 5	0. 0472
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 02	0	- 1	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
RHP1							
0	0	1	0	0	1	0	1. 75
30	2	60	3. 758	4. 5	6. 800002	0. 75	0. 0472
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 02	0	- 2. 5	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
RHDM							
0	0	1	0	0	1	0	2
26	2	52	4. 84252	6. 614173	0. 1	0. 1	0. 0472
3. 001	3. 001	- 1. 02	0	431. 0015	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
COLD							
- 141958. 9	682. 7999	1	0	0	1	0	2
60	1	60	5. 687	5. 5	0. 1	0. 1	0. 0472
3. 001	3. 001	0	0	431. 0015	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HSP2							
0	0	1	0	0	2	0	1. 5
32	4	32	3. 937008	4. 5	6. 000001	1	0. 0472
2. 001	2. 001	- 1. 02	0	1785. 406	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HSP1							
0	0	1	0	0	1	0	1. 5
37	2	74	3. 058	4. 5	6. 000001	0. 5	0. 0354
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 02	0	- 1	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HBB1							
96685. 01	0	1	0	0	1	0	1. 25
37	5	185	3. 058	4. 5	6. 800002	0. 625	0. 0354
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 02	0	- 3. 5	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HBB2							
44944	0	1	0	0	1	0	1. 25
37	11	407	3. 058	4. 5	6. 000001	0. 625	0. 0354
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 02	0	- 3. 5	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
LSF1							
0	0	1	0	0	1	0	1. 5
41	1	41	2. 781	6	2. E- 02	0. 75	0. 0354
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 06	0	431. 0015	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HEC3							
0	0	1	0	0	5	0	1. 25
37	5	37	3. 058	4. 5	4. 249999	0. 625	0. 0354
1. E- 03	1. E- 03	- 1. 02	0	- 1. 4	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
LBB1							
26940	0	1	0	0	1	0	1. 25
37	8	296	3. 058	4. 5	6. 000001	0. 625	0. 0354

1. E-03	1. E-03	1. 06	0	-4. 8	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HEC2							
0	0	1	0	0	4	0	1. 25
32	4	32	3. 937008	4	0. 1	0. 1	0. 0472
2. 001	2. 001	-1. 02	0	-1. 2	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
FHTR							
- 8273. 99	0	0. 189	0	0	1	0	1. 5
30	1	30	3. 966	6. 614173	6. 000001	0. 75	0. 0472
2. 001	2. 001	-1. 02	0	455. 0018	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
LEC1							
0	0	0. 189	0	0	9	0	1. 25
7	9	7	3. 058	4	6. 000001	0. 625	0. 0354
1. E-03	1. E-03	-1. 06	0	-1. 25	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
HEC1							
0	0	0. 811	0	0	9	0	1. 25
30	9	30	3. 058	4	6. 000001	0. 625	0. 0354
1. E-03	1. E-03	-1. 02	0	-1. 2	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
GADD							
0	0	1	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
FEED							
0	188	1	0	0	1	0	2
72	1	36	4. 75	5. 5	0. 1	0. 1	0. 0472
3. 001	3. 001	0	0	0	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
PREH							
0	0	1	0	0	4	0	1. 25
37	4	37	3. 058	4	2. 999999	0. 625	0. 0354
1. E-03	1. E-03	-1. 06	0	50. 00029	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
RCRC							
- 200000	188	1	0	0	1	0	2
72	1	36	4. 75	5. 5	0. 1	0. 1	0. 0472
3. 001	3. 001	0	0	50. 00029	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
COND							
- 184000	100. 8	1	0	0	1	0	2
72	1	36	4. 75	5. 5	0. 1	0. 1	0. 0472
3. 001	3. 001	0	0	50. 00029	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0. 1563	0
SPL8							
0	0	1	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
2. 38E-02	2. 38E-02	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
HPDS							
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0



	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
HPMP								
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
RHDS								
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
SPL3								
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
IPMP								
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
SPL6								
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
spl 4								
	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
0. 116202 0. 116202			0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
ADD6								
	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
0. 116202 0. 116202			0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
ADD8								
	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
0. 116202 0. 116202			0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
ADD9								
	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
0. 116202 0. 116202			0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
SPL7								
	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
0. 116202 0. 116202			0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0
14. 7 7. 3 71. 8 5 0 1. 2 0 0 0 0								
1069318 836. 9999 95 100 0. 0001								
1 0 5467. 66 -20615. 35 20 0								



0 0 0.15 0 0.6 0 0 1
0 96.46 1.5 0.21 0.064 0.016 0 0
0 0 0 0 0 0 0 0

2011-05-01



EXHAUST GAS ANALYSIS

	O2	H2O	N2	CO2	SO2	AR	CO	H2S	H2	CH4
VOLUME (%)	12.86	11.35	71.77	3.18	0.00	0.84	0.00	0.00	0.00	0.00
WEIGHT (%)	14.70	7.30	71.80	5.00	0.00	1.20	0.00	0.00	0.00	0.00

FLUE GAS MOLECULAR WEIGHT (lb/lbmole) = 28.00
 FLUE GAS SO2 CONCENTRATION (PPM) = 0.

BURNER DATA (NO., NAME, FUEL FLOW, GAS IN, GAS OUT): 1 BURN 5468. 1069318. 1074786.

BURN INLET GAS ANALYSIS

	O2	H2O	N2	CO2	SO2	AR	CO	H2S	H2	CH4
VOLUME (%)	12.86	11.35	71.77	3.18	0.00	0.84	0.00	0.00	0.00	0.00
WEIGHT (%)	14.70	7.30	71.80	5.00	0.00	1.20	0.00	0.00	0.00	0.00

FLUE GAS MOLECULAR WEIGHT (lb/lbmole) = 28.00
 FLUE GAS SO2 CONCENTRATION (PPM) = 0.

FINAL FLUE GAS ANALYSIS

	O2	H2O	N2	CO2	SO2	AR	CO	H2S	H2	CH4
VOLUME (%)	11.06	12.94	71.16	4.01	0.00	0.83	0.00	0.00	0.00	0.00
WEIGHT (%)	12.68	8.35	71.44	6.33	0.00	1.19	0.00	0.00	0.00	0.00

FLUE GAS MOLECULAR WEIGHT (lb/lbmole) = 27.90
 FLUE GAS SO2 CONCENTRATION (PPM) = 0.

LOWER HEATING VALUE (GIVEN): 20615.3 BTU/lb
 LOWER HEATING VALUE (CALCULATED): 20577.9 BTU/lb
 INLET ENTHALPY OF FUEL (@ 60F): 250.1 BTU/lb
 MOLECULAR WEIGHT OF FUEL: 16.72

NO. OF ITER = 18 REL. ERROR = 0.70166E-04 BANK NO. = 9

BANK	W FLUID	PR IN	PR OUT	TF IN	TF OUT	LMTD	Q	HF IN	HF OUT
NAME	(lb/hr)	(psia)	(psia)	(F)	(F)	(F)	(MMBTU/hr)	(BTU/lb)	(BTU/lb)
BURN	0.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
RHF2	170468.	425.8	419.6	876.8	1039.0	204.3	14.79	1456.8	1543.6
HSF1	139178.	1773.7	1765.0	749.0	1033.5	192.5	26.97	1308.4	1502.2
RHP1	170468.	443.4	435.1	654.2	877.5	249.0	20.72	1335.3	1456.8
RHDM	170468.	431.0	431.0	652.7	652.7	0.0	0.00	1335.3	1335.3



COLD	141959.	431.0	431.0	682.8	682.8	0.0	0.00	1352.2	1352.2
HSP1	139178.	1775.7	1773.7	619.1	749.0	268.5	21.57	1153.6	1308.4
HBB1	88941.	1780.8	1780.8	554.9	619.5	195.9	53.31	554.1	1153.6
HBB2	50237.	1780.8	1780.8	554.9	619.5	53.1	30.11	554.1	1153.6
LSF1	28509.	431.7	431.0	452.1	515.3	148.9	1.34	1204.8	1251.6
HEC3	139178.	1788.3	1782.9	422.5	554.9	104.0	21.30	401.0	554.1
LBB1	28509.	434.5	434.5	410.5	452.8	55.6	23.32	386.6	1204.8
LEC1	28509.	455.2	438.6	186.0	410.5	95.6	8.52	155.1	386.6
HEC1	139178.	1802.4	1789.4	188.0	422.5	91.9	33.52	160.2	401.0
GADD	0.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0
FEED	175961.	1785.4	1785.4	188.0	188.0	0.0	0.00	160.1	160.1
PREH	384000.	69.5	50.0	146.2	185.5	135.4	15.08	114.3	153.7
RCRC	200000.	50.0	50.0	188.0	188.0	0.0	0.00	156.1	156.1
COND	184000.	50.0	50.0	100.8	100.8	0.0	0.00	68.9	68.9

270.55

BANK	W GAS	GAS DP	TGIN	TGOUT	HGIN	HGOUT	PINCH	CPGAS	U
NAME	(lb/hr)	(in. H2O)	(F)	(F)	(BTU/lb)	(BTU/lb)	(F)	(BTU/lb/F)	(BTU/hr/ft ² /F)
BURN	1074786.	0.00	837.0	1191.3	336.4	440.8	0.0	0.000	0.00
RHF2	1074786.	0.73	1191.3	1143.9	440.8	427.0	267.0	0.292	5.82
HSF1	1074786.	0.83	1143.9	1056.7	427.0	401.7	307.8	0.290	7.33
RHP1	1074786.	0.87	1056.7	989.1	401.7	382.3	334.9	0.287	4.66
RHDM	1074786.	0.00	989.1	989.1	382.3	382.3	0.0	0.287	0.00
COLD	1074786.	0.00	989.1	989.1	382.3	382.3	0.0	0.287	0.00
HSP1	1074786.	0.50	989.1	918.1	382.3	362.1	298.9	0.285	7.11
HBB1	1074786.	1.08	918.1	739.6	362.1	312.1	120.1	0.280	7.99
HBB2	1074786.	1.76	739.6	636.8	312.1	283.8	17.3	0.275	8.19
LSF1	1074786.	0.06	636.8	632.3	283.8	282.6	180.1	0.273	11.88
HEC3	1074786.	0.55	632.3	558.7	282.6	262.6	136.2	0.271	9.10
LBB1	1074786.	1.06	558.7	477.3	262.6	240.7	24.5	0.269	8.32
LEC1	203134.	1.03	477.3	317.6	240.7	198.5	131.6	0.265	8.41
HEC1	871651.	1.05	477.3	331.0	240.7	202.0	143.0	0.265	8.04
GADD	1074786.	0.00	328.4	328.4	201.3	201.3	0.0	0.265	0.00
FEED	1074786.	0.00	328.4	328.4	201.3	201.3	0.0	0.265	0.00
PREH	1074786.	0.24	328.4	274.4	201.3	187.2	128.2	0.262	8.20
RCRC	1074786.	0.00	274.4	274.4	187.2	187.2	0.0	0.262	0.00
COND	1074786.	0.00	274.4	274.4	187.2	187.2	0.0	0.262	0.00

BANK TOTAL		8.73							
HRSG TOTAL		0.09							

APPROACH TEMP. FOR BANK HBB1 = 64.7 F
 APPROACH TEMP. FOR BANK HBB2 = 64.7 F
 APPROACH TEMP. FOR BANK LBB1 = 42.3 F

HPDS BANK, SPRAY FLOW = 0. (lb/hr)

RHDS BANK, SPRAY FLOW = 0. (lb/hr)

BANK BURN HEAT ADDED 114.1 MMBTU/hr (LHV)



HRSG THERMAL EFFICIENCY = 81.39 % (H = 131.56 BTU/lb @ 59.0 F)

HEAT BALANCE:

	M BTU/HR
FLUD GAS	272.60
HEAT LOSS	1.20
PUMP ADDED ENERGY	-0.18

NET TRANSFERED	271.22
WATER/STEAM	270.37
ERROR =	-0.31%

| WARNINGS: |

PERFORMANCE SUMMARY

BANK NO	FLUID IN TEMP (F)		FLUID OUT TEMP (F)	W (lb/hr)	Q (BTU/hr)
GAS T= 837.0 F					

1	0.0	--> * BURN * -->	0.0	0.0000E+00	0.0000E+00

GAS T=1191.3 F					
GAS T=1191.3 F					

2	876.8	--> * RHF2 * -->	1039.0	0.1705E+06	0.1479E+08

GAS T=1143.9 F					
GAS T=1143.9 F					

3	1033.5	--> * HSF2 * -->	1033.5	0.1392E+06	0.0000E+00

GAS T=1143.9 F					
GAS T=1143.9 F					

4	749.0	--> * HSF1 * -->	1033.5	0.1392E+06	0.2697E+08

GAS T=1056.7 F					
GAS T=1056.7 F					

5	654.2	--> * RHP1 * -->	877.5	0.1705E+06	0.2072E+08

GAS T= 989.1 F					



```

GAS T= 989.1 F
*****

6      652.7  --> *   RHDM   * --> 652.7  0.1705E+06  0.0000E+00
*****

GAS T= 989.1 F

GAS T= 989.1 F
*****

7      682.8  --> *   COLD   * --> 682.8  0.1420E+06  0.0000E+00
*****

GAS T= 989.1 F

GAS T= 989.1 F
*****

8      750.0  --> *   HSP2   * --> 750.0  0.1392E+06  0.0000E+00
*****

GAS T= 989.1 F

GAS T= 989.1 F
*****

9      619.1  --> *   HSP1   * --> 749.0  0.1392E+06  0.2157E+08
*****

GAS T= 918.1 F

GAS T= 918.1 F
*****

10     554.9  --> *   HBB1   * --> 619.5  0.8894E+05  0.5331E+08
*****

GAS T= 739.6 F

GAS T= 739.6 F
*****

11     554.9  --> *   HBB2   * --> 619.5  0.5024E+05  0.3011E+08
*****

GAS T= 636.8 F

GAS T= 636.8 F
*****

12     452.1  --> *   LSF1   * --> 515.3  0.2851E+05  0.1336E+07
*****

GAS T= 632.3 F

GAS T= 632.3 F
*****

13     422.5  --> *   HEC3   * --> 554.9  0.1392E+06  0.2130E+08
*****

GAS T= 558.7 F

GAS T= 558.7 F
*****

14     410.5  --> *   LBB1   * --> 452.8  0.2851E+05  0.2332E+08
*****

GAS T= 477.3 F
    
```



```

GAS T= 477.3 F
*****
15      422.5  --> *   HEC2   * --> 422.5  0.1392E+06  0.0000E+00
*****
GAS T= 477.3 F

GAS T= 477.3 F
*****
16      410.4  --> *   FHTR   * --> 410.4  0.8274E+04  0.0000E+00
*****
GAS T= 477.3 F

GAS T= 477.3 F
*****
17      186.0  --> *   LEC1   * --> 410.5  0.2678E+05  0.8520E+07
*****
GAS T= 317.6 F

GAS T= 477.3 F
*****
18      188.0  --> *   HEC1   * --> 422.5  0.1392E+06  0.3352E+08
*****
GAS T= 331.0 F

GAS T= 328.4 F
*****
19      0.0    --> *   GADD   * --> 0.0    0.0000E+00  0.0000E+00
*****
GAS T= 328.4 F

GAS T= 328.4 F
*****
20      188.0  --> *   FEED   * --> 188.0  0.1760E+06  0.0000E+00
*****
GAS T= 328.4 F

GAS T= 328.4 F
*****
21      146.2  --> *   PREH   * --> 185.5  0.3840E+06  0.1508E+08
*****
GAS T= 274.4 F

GAS T= 274.4 F
*****
22      188.0  --> *   RCRC   * --> 188.0  0.2000E+06  0.0000E+00
*****
GAS T= 274.4 F

GAS T= 274.4 F
*****
23      100.8  --> *   COND   * --> 100.8  0.1840E+06  0.0000E+00
*****
GAS T= 274.4 F

-----
0.2705E+09
    
```




FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2. 0. 0

CLIENT. . . : BY. :
LOCATION: DATE. . . . : 2011- 05- 01
DESCR. . . : FW. REF. :

BANK# 2: (RHF2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1. 750 in	44. 45 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0. 167 in	4. 24 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1. 416 in	35. 97 mm	
5 TUBE MATERIAL	213- TP304H		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	34		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	2		
9 # TUBES CARRYING FLUID	68		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6. 000 in	152. 40 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3. 324 in	84. 43 mm	
13 TUBE TYPE	SOLID FIN		
14 FIN DENSITY	6. 15 /in	242. 13 /m	
15 FIN THICKNESS	0. 047 in	1. 20 mm	
17 FIN HEIGHT	0. 500 in	12. 70 mm	
18 FIN MATERIAL	TP304		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45. 3 ft	13. 8 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	12805. ft2	1190. m2	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	6523. lb/hr/ft2	31849. kg/hr/m2	9. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	79. ft/s	24. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	1191. 3 F	644. 1 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	1143. 9 F	617. 7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	440. 8 BTU/lb	244. 9 kCal /kg	1025. 4 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	427. 0 BTU/lb	237. 2 kCal /kg	993. 1 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0. 733 in. H2O	18. 62 mm. H2O	182. 48 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	14. 79 MMBTU/hr	3. 73 MMkCal /hr	4333. 20 kW
31 FLUID FLOW RATE	170468. lb/hr	77323. kg/hr	21. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	425. 8 psi a	29. 4 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	419. 6 psi a	28. 9 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	6. 2 psi	0. 4 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	229234. 9 lb/hr/ft2	1119223. 0 kg/hr/m2	310. 9 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	115. 9 ft/s	35. 3 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	876. 8 F	469. 4 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	1039. 0 F	559. 4 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1456. 8 BTU/lb	809. 4 kCal /kg	3388. 6 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1543. 6 BTU/lb	857. 5 kCal /kg	3590. 4 kJ/kg
41 OVERALL U	5. 82 BTU/hr/ft2/F	28. 43 kCal /hr/m2/C	33. 06 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	13. 23 BTU/hr/ft/F	19. 69 kCal /hr/m/C	22. 90 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	13. 48 BTU/hr/ft/F	20. 07 kCal /hr/m/C	23. 34 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0. 5157	0. 5157	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0. 0010 hr- ft2- F/BTU	0. 0002 hr- m2- C/kCal	0. 0002 m2- C/W



46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.87 BTU/hr/ft ² /F	67.74 kCal/hr/m ² /C	78.77 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.35 BTU/hr/ft ² /F	1.72 kCal/hr/m ² /C	2.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	9.68 BTU/hr/ft ² /F	47.24 kCal/hr/m ² /C	54.94 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	224. BTU/hr/ft ² /F	1094. kCal/hr/m ² /C	1272. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK# 3: (HSF2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.266 in	6.76 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	0.968 in	24.59 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-T22		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	30		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	1		
9 # TUBES CARRYING FLUID	30		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.966 in	100.74 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.750 in	19.05 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4649. lb/hr/ft ²	22700. kg/hr/m ²	6. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	1143.9 F	617.7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	1143.9 F	617.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	139178. lb/hr	63130. kg/hr	18. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1765.0 psia	121.7 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1765.0 psia	121.7 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	907758.9 lb/hr/ft ²	4432067.5 kg/hr/m ²	1231.1 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	1033.5 F	556.4 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	1033.5 F	556.4 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1502.2 BTU/lb	834.6 kCal/kg	3494.1 kJ/kg



40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1502.2 BTU/lb	834.6 kCal /kg	3494.1 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.4099 hr-m ² -C/kCal	0.3524 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 4: (HSF1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.266 in	6.76 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	0.968 in	24.59 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-TP304H		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37		
7 NUMBER OF PASSES	2		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9 # TUBES CARRYING FLUID	74		
10 TUBE ARRANGEMENT	INLINE		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	4.80 /in	188.98 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.500 in	12.70 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	19630. ft ²	1824. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5779. lb/hr/ft ²	28217. kg/hr/m ²	8. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	68. ft/s	21. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	1143.9 F	617.7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	1056.7 F	569.3 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	427.0 BTU/lb	237.2 kCal /kg	993.1 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	401.7 BTU/lb	223.2 kCal /kg	934.3 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.829 in. H ₂ O	21.06 mm. H ₂ O	206.34 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	26.97 MMBTU/hr	6.80 MMkCal /hr	7902.67 kW
31 FLUID FLOW RATE	139178. lb/hr	63130. kg/hr	18. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1773.7 psia	122.3 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1765.0 psia	121.7 bar	



34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	8.7 psi	0.6 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	368010.4 lb/hr/ft ²	1796784.2 kg/hr/m ²	499.1 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	33.6 ft/s	10.2 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	749.0 F	398.3 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	1033.5 F	556.4 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1308.4 BTU/lb	726.9 kCal/kg	3043.4 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1502.2 BTU/lb	834.6 kCal/kg	3494.1 kJ/kg
41 OVERALL U	7.33 BTU/hr/ft ² /F	35.78 kCal/hr/m ² /C	41.61 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	12.88 BTU/hr/ft/F	19.17 kCal/hr/m/C	22.29 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	16.39 BTU/hr/ft/F	24.38 kCal/hr/m/C	28.36 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.7205	0.7205	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	16.30 BTU/hr/ft ² /F	79.60 kCal/hr/m ² /C	92.58 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.16 BTU/hr/ft ² /F	0.80 kCal/hr/m ² /C	0.92 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	11.99 BTU/hr/ft ² /F	58.54 kCal/hr/m ² /C	68.08 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	403. BTU/hr/ft ² /F	1970. kCal/hr/m ² /C	2290. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK# 5: (RHP1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.750 in	44.45 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.183 in	4.65 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.384 in	35.15 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-T22		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	30		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	2		
9 # TUBES CARRYING FLUID	60		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.758 in	95.45 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.80 /in	267.72 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.750 in	19.05 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	18578. ft ²	1726. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	6217. lb/hr/ft ²	30353. kg/hr/m ²	8. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	69. ft/s	21. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	1056.7 F	569.3 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	989.1 F	531.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	401.7 BTU/lb	223.2 kCal/kg	934.3 kJ/kg



27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	382.3 BTU/lb	212.4 kCal/kg	889.2 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.875 in. H2O	22.22 mm. H2O	217.71 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	20.72 MMBTU/hr	5.22 MMkCal/hr	6071.62 kW
31 FLUID FLOW RATE	170468. lb/hr	77323. kg/hr	21. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	443.4 psi a	30.6 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	435.1 psi a	30.0 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	8.2 psi	0.6 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	271952.3 lb/hr/ft2	1327787.5 kg/hr/m2	368.8 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	106.6 ft/s	32.5 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	654.2 F	345.6 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	877.5 F	469.7 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1335.3 BTU/lb	741.9 kCal/kg	3106.0 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1456.8 BTU/lb	809.4 kCal/kg	3388.6 kJ/kg
41 OVERALL U	4.66 BTU/hr/ft2/F	22.76 kCal/hr/m2/C	26.47 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	19.72 BTU/hr/ft/F	29.34 kCal/hr/m/C	34.12 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	16.22 BTU/hr/ft/F	24.13 kCal/hr/m/C	28.07 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.5548	0.5548	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	15.97 BTU/hr/ft2/F	77.95 kCal/hr/m2/C	90.65 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.05 BTU/hr/ft2/F	0.25 kCal/hr/m2/C	0.29 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	9.01 BTU/hr/ft2/F	43.98 kCal/hr/m2/C	51.14 W/m2/K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	248. BTU/hr/ft2/F	1212. kCal/hr/m2/C	1409. W/m2/K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK# 6: (RHDM)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.180 in	4.57 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.640 in	41.66 mm
5 TUBE MATERIAL	213-T11	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	26	
7 NUMBER OF PASSES	1	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0	
9 # TUBES CARRYING FLUID	52	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm
12 TRANS. TUBE PITCH	4.843 in	123.00 mm
13 TUBE TYPE	BARE TUBE	
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)	
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)	
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)	
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)	
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)	
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	49.2 ft	15.0 m
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	0. ft2	0. m2



21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	3546. lb/hr/ft2	17314. kg/hr/m2	5. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	989.1 F	531.7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	989.1 F	531.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	382.3 BTU/lb	212.4 kCal/kg	889.2 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	382.3 BTU/lb	212.4 kCal/kg	889.2 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H2O	0.03 mm. H2O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	170468. lb/hr	77323. kg/hr	21. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	431.0 psi a	29.7 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	431.0 psi a	29.7 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	223473.0 lb/hr/ft2	1091091.1 kg/hr/m2	303.1 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	652.7 F	344.8 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	652.7 F	344.8 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1335.3 BTU/lb	741.9 kCal/kg	3106.0 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1335.3 BTU/lb	741.9 kCal/kg	3106.0 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal /hr/m2/C	0.01 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft2- F/BTU	0.6147 hr- m2- C/kCal	0.5285 m2- C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft2- F/BTU	0.6147 hr- m2- C/kCal	0.5285 m2- C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal /hr/m2/C	0.00 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal /hr/m2/C	0.00 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal /hr/m2/C	0.00 W/m2/K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft2/F	0. kCal /hr/m2/C	0. W/m2/K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 7: (COLD)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm
5 TUBE MATERIAL	213-T11	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	60	
7 NUMBER OF PASSES	1	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0	
9 # TUBES CARRYING FLUID	60	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm
12 TRANS. TUBE PITCH	5.687 in	144.45 mm
13 TUBE TYPE	BARE TUBE	
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)	



15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	833. lb/hr/ft ²	4066. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	989.1 F	531.7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	989.1 F	531.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	382.3 BTU/lb	212.4 kCal /kg	889.2 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	382.3 BTU/lb	212.4 kCal /kg	889.2 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	141959. lb/hr	64391. kg/hr	18. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	431.0 psi a	29.7 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	431.0 psi a	29.7 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	135387.4 lb/hr/ft ²	661019.4 kg/hr/m ²	183.6 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	682.8 F	361.6 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	682.8 F	361.6 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1352.2 BTU/lb	751.2 kCal /kg	3145.1 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1352.2 BTU/lb	751.2 kCal /kg	3145.1 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.6147 hr- m ² - C/kCal	0.5285 m ² - C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.6147 hr- m ² - C/kCal	0.5285 m ² - C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK# 8: (HSP2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.220 in	5.59 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.060 in	26.92 mm
5 TUBE MATERIAL	213-T22	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32	
7 NUMBER OF PASSES	2	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4	



9 # TUBES CARRYING FLUID	32		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.937 in	100.00 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	1.000 in	25.40 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4756. lb/hr/ft ²	23222. kg/hr/m ²	6. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	989.1 F	531.7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	989.1 F	531.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal /kg	0.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal /kg	0.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	139178. lb/hr	63130. kg/hr	18. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1785.4 psi a	123.1 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1785.4 psi a	123.1 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	709709.8 lb/hr/ft ²	3465107.2 kg/hr/m ²	962.5 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	750.0 F	398.9 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	750.0 F	398.9 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	1308.4 BTU/lb	726.9 kCal /kg	3043.4 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1308.4 BTU/lb	726.9 kCal /kg	3043.4 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.4099 hr- m ² - C/kCal	0.3524 m ² - C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.4099 hr- m ² - C/kCal	0.3524 m ² - C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK# 9: (HSP1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm



3	AVG. WALL THICKNESS	0.200 in	5.08 mm	
4	INSIDE TUBE DIAMETER	1.100 in	27.94 mm	
5	TUBE MATERIAL	213-T22		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	37		
7	NUMBER OF PASSES	1		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	2		
9	# TUBES CARRYING FLUID	74		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13	TUBE TYPE	SEG. FIN		
14	FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15	FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16	FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17	FIN HEIGHT	0.500 in	12.70 mm	
18	FIN MATERIAL	TP409		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20	TOTAL H.T SURFACE AREA	11522. ft ²	1070. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	5719. lb/hr/ft ²	27920. kg/hr/m ²	8. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	60. ft/s	18. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	989.1 F	531.7 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	918.1 F	492.3 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	382.3 BTU/lb	212.4 kCal/kg	889.2 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	362.1 BTU/lb	201.1 kCal/kg	842.1 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA-P	0.505 in. H ₂ O	12.83 mm. H ₂ O	125.68 Pa
29	HEAT ABSORBED... DUTY...	21.57 MMBTU/hr	5.43 MMkCal/hr	6320.44 kW
31	FLUID FLOW RATE	139178. lb/hr	63130. kg/hr	18. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	1775.7 psi a	122.4 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	1773.7 psi a	122.3 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	2.0 psi	0.1 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	284987.2 lb/hr/ft ²	1391429.6 kg/hr/m ²	386.5 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	17.7 ft/s	5.4 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	619.1 F	326.2 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	749.0 F	398.3 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	1153.6 BTU/lb	640.9 kCal/kg	2683.2 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	1308.4 BTU/lb	726.9 kCal/kg	3043.4 kJ/kg
41	OVERALL U	7.11 BTU/hr/ft ² /F	34.71 kCal/hr/m ² /C	40.36 W/m ² /K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	20.33 BTU/hr/ft/F	30.25 kCal/hr/m/C	35.18 W/m/K
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY	15.92 BTU/hr/ft/F	23.69 kCal/hr/m/C	27.55 W/m/C
44	EFFECTIVENESS FACTOR	0.3512	0.3512	
45	INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47	OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	16.14 BTU/hr/ft ² /F	78.82 kCal/hr/m ² /C	91.67 W/m ² /K
48	OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.10 BTU/hr/ft ² /F	0.48 kCal/hr/m ² /C	0.55 W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	10.95 BTU/hr/ft ² /F	53.46 kCal/hr/m ² /C	62.18 W/m ² /K
50	INSIDE HT-TRANS. COEF.	374. BTU/hr/ft ² /F	1824. kCal/hr/m ² /C	2121. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :

BY. :

LOCATION:

DATE. . . . : 2011-05-01



DESCR. . . :

FW. REF. :

BANK#10: (HBB1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.167 in	4.24 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	0.916 in	23.27 mm	
5 TUBE MATERIAL	210-A1		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	5		
9 # TUBES CARRYING FLUID	185		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.80 /in	267.72 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	34054. ft ²	3164. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	5106. lb/hr/ft ²	24929. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	51. ft/s	16. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	918.1 F	492.3 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	739.6 F	393.1 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	362.1 BTU/lb	201.1 kCal/kg	842.1 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	312.1 BTU/lb	173.4 kCal/kg	725.9 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	1.081 in. H ₂ O	27.47 mm. H ₂ O	269.15 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	53.31 MMBTU/hr	13.44 MMkCal/hr	15625.02 kW
31 STEAM GENERATING RATE	88941. lb/hr	40343. kg/hr	11. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1780.8 psi a	122.8 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1780.8 psi a	122.8 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
36 FLUID INLET VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
37 FLUID INLET TEMP.	554.9 F	290.5 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	619.5 F	326.4 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	554.1 BTU/lb	307.8 kCal/kg	1288.9 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1153.6 BTU/lb	640.9 kCal/kg	2683.2 kJ/kg
41 OVERALL U	7.99 BTU/hr/ft ² /F	39.01 kCal/hr/m ² /C	45.37 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	25.24 BTU/hr/ft/F	37.56 kCal/hr/m/C	43.69 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	25.98 BTU/hr/ft/F	38.66 kCal/hr/m/C	44.96 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.5979	0.5979	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	15.31 BTU/hr/ft ² /F	74.75 kCal/hr/m ² /C	86.93 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.05 BTU/hr/ft ² /F	0.26 kCal/hr/m ² /C	0.30 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	10.54 BTU/hr/ft ² /F	51.47 kCal/hr/m ² /C	59.85 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	2133. BTU/hr/ft ² /F	10417. kCal/hr/m ² /C	12114. W/m ² /K



PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000

V2. 0. 0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#11: (HBB2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.133 in	3.38 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	0.984 in	24.99 mm	
5 TUBE MATERIAL	210-A1		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	11		
9 # TUBES CARRYING FLUID	407		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	69322. ft ²	6440. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4808. lb/hr/ft ²	23475. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	42. ft/s	13. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	739.6 F	393.1 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	636.8 F	336.0 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	312.1 BTU/lb	173.4 kCal/kg	725.9 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	283.8 BTU/lb	157.7 kCal/kg	660.2 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	1.759 in. H ₂ O	44.68 mm. H ₂ O	437.82 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	30.11 MMBTU/hr	7.59 MMkCal/hr	8825.45 kW
31 STEAM GENERATING RATE	50237. lb/hr	22787. kg/hr	6. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1780.8 psi a	122.8 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1780.8 psi a	122.8 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
36 FLUID INLET VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
37 FLUID INLET TEMP.	554.9 F	290.5 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	619.5 F	326.4 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	554.1 BTU/lb	307.8 kCal/kg	1288.9 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1153.6 BTU/lb	640.9 kCal/kg	2683.2 kJ/kg
41 OVERALL U	8.19 BTU/hr/ft ² /F	39.97 kCal/hr/m ² /C	46.48 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	25.58 BTU/hr/ft/F	38.07 kCal/hr/m/C	44.27 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	26.89 BTU/hr/ft/F	40.02 kCal/hr/m/C	46.54 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.8557	0.8557	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W



47	OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	14.25	BTU/hr/ft ² /F	69.59	kCal /hr/m ² /C	80.93	W/m ² /K
48	OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.05	BTU/hr/ft ² /F	0.26	kCal /hr/m ² /C	0.30	W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	10.14	BTU/hr/ft ² /F	49.53	kCal /hr/m ² /C	57.60	W/m ² /K
50	INSIDE HT-TRANS. COEF.	2133.	BTU/hr/ft ² /F	10417.	kCal /hr/m ² /C	12114.	W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#12: (LSF1)

1	FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2	OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm	
3	AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4	INSIDE TUBE DIAMETER	1.266 in	32.16 mm	
5	TUBE MATERIAL	178-C		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	41		
7	NUMBER OF PASSES	1		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	1		
9	# TUBES CARRYING FLUID	41		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	6.000 in	152.40 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	2.781 in	70.64 mm	
13	TUBE TYPE	BARE TUBE		
14	FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15	FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16	FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17	FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18	FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20	TOTAL H.T SURFACE AREA	757. ft ²	70. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	5225. lb/hr/ft ²	25510. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	42. ft/s	13. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	636.8 F	336.0 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	632.3 F	333.5 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	283.8 BTU/lb	157.7 kCal /kg	660.2 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	282.6 BTU/lb	157.0 kCal /kg	657.3 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	0.061 in. H2O	1.56 mm. H2O	15.24 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	1.34 MMBTU/hr	0.34 MMkCal /hr	391.68 kW
31	FLUID FLOW RATE	28509. lb/hr	12932. kg/hr	4. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	431.7 psi a	29.8 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	431.0 psi a	29.7 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.7 psi	0.0 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	79544.0 lb/hr/ft ²	388367.7 kg/hr/m ²	107.9 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	23.8 ft/s	7.2 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	452.1 F	233.4 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	515.3 F	268.5 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	1204.8 BTU/lb	669.3 kCal /kg	2802.3 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	1251.6 BTU/lb	695.3 kCal /kg	2911.3 kJ/kg



41 OVERALL U	11.88 BTU/hr/ft ² /F	58.02 kCal /hr/m ² /C	67.48 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	26.75 BTU/hr/ft/F	39.81 kCal /hr/m/C	46.30 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.3421	0.3421	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.37 BTU/hr/ft ² /F	65.28 kCal /hr/m ² /C	75.91 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	1.11 BTU/hr/ft ² /F	5.40 kCal /hr/m ² /C	6.28 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	14.48 BTU/hr/ft ² /F	70.67 kCal /hr/m ² /C	82.19 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	95. BTU/hr/ft ² /F	463. kCal /hr/m ² /C	539. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#13: (HEC3)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.016 in	25.81 mm	
5 TUBE MATERIAL	210-A1		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37		
7 NUMBER OF PASSES	5		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	5		
9 # TUBES CARRYING FLUID	37		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	4.25 /in	167.32 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	23149. ft ²	2151. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4578. lb/hr/ft ²	22353. kg/hr/m ²	6. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	36. ft/s	11. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	632.3 F	333.5 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	558.7 F	292.6 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	282.6 BTU/lb	157.0 kCal /kg	657.3 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	262.6 BTU/lb	145.9 kCal /kg	610.8 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.552 in. H ₂ O	14.02 mm. H ₂ O	137.40 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	21.30 MMBTU/hr	5.37 MMkCal /hr	6243.86 kW
31 FLUID FLOW RATE	139178. lb/hr	63130. kg/hr	18. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1788.3 psia	123.3 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1782.9 psia	122.9 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	5.4 psi	0.4 bar	



35 FLUID MASS VELOCITY	668118.2 lb/hr/ft ²	3262039.5 kg/hr/m ²	906.1 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	3.5 ft/s	1.1 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	422.5 F	216.9 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	554.9 F	290.5 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	401.0 BTU/lb	222.8 kCal/kg	932.8 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	554.1 BTU/lb	307.8 kCal/kg	1288.9 kJ/kg
41 OVERALL U	9.10 BTU/hr/ft ² /F	44.42 kCal/hr/m ² /C	51.65 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	26.78 BTU/hr/ft/F	39.85 kCal/hr/m/C	46.34 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	28.14 BTU/hr/ft/F	41.88 kCal/hr/m/C	48.70 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.6311	0.6311	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	14.90 BTU/hr/ft ² /F	72.77 kCal/hr/m ² /C	84.62 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.07 BTU/hr/ft ² /F	0.33 kCal/hr/m ² /C	0.39 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	10.76 BTU/hr/ft ² /F	52.53 kCal/hr/m ² /C	61.09 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1697. BTU/hr/ft ² /F	8283. kCal/hr/m ² /C	9633. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#14: (LBB1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.016 in	25.81 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	8		
9 # TUBES CARRYING FLUID	296		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.500 in	114.30 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	50416. ft ²	4684. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4808. lb/hr/ft ²	23475. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	36. ft/s	11. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	558.7 F	292.6 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	477.3 F	247.4 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	262.6 BTU/lb	145.9 kCal/kg	610.8 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	240.7 BTU/lb	133.7 kCal/kg	560.0 kJ/kg



28 FLUEGAS DELTA- P	1.057 in. H ₂ O	26.85 mm. H ₂ O	263.08 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	23.32 MMBTU/hr	5.88 MMkCal /hr	6835.71 kW
31 STEAM GENERATING RATE	28509. lb/hr	12932. kg/hr	4. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	434.5 psi a	30.0 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	434.5 psi a	30.0 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
36 FLUID INLET VELOCITY	(NOT APPLICABLE)		
37 FLUID INLET TEMP.	410.5 F	210.3 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	452.8 F	233.8 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	386.6 BTU/lb	214.8 kCal /kg	899.3 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	1204.8 BTU/lb	669.3 kCal /kg	2802.3 kJ/kg
41 OVERALL U	8.32 BTU/hr/ft ² /F	40.62 kCal /hr/m ² /C	47.24 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	29.01 BTU/hr/ft/F	43.17 kCal /hr/m/C	50.20 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	28.84 BTU/hr/ft/F	42.92 kCal /hr/m/C	49.92 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.7686	0.7686	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.0002 hr- m ² - C/kCal	0.0002 m ² - C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.0002 hr- m ² - C/kCal	0.0002 m ² - C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	13.34 BTU/hr/ft ² /F	65.15 kCal /hr/m ² /C	75.77 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.04 BTU/hr/ft ² /F	0.17 kCal /hr/m ² /C	0.20 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	9.82 BTU/hr/ft ² /F	47.92 kCal /hr/m ² /C	55.73 W/m ² /K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	1745. BTU/hr/ft ² /F	8520. kCal /hr/m ² /C	9908. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#15: (HEC2)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.120 in	3.05 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.010 in	25.65 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-C		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	32		
7 NUMBER OF PASSES	4		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9 # TUBES CARRYING FLUID	32		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.937 in	100.00 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	49.2 ft	15.0 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s



22 FLUEGAS MASS VELOCITY	3048. lb/hr/ft2	14881. kg/hr/m2	4. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	477.3 F	247.4 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	477.3 F	247.4 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H2O	0.03 mm. H2O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	139178. lb/hr	63130. kg/hr	18. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1788.3 psia	123.3 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1788.3 psia	123.3 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	781717.4 lb/hr/ft2	3816679.0 kg/hr/m2	1060.2 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	422.5 F	216.9 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	422.5 F	216.9 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	401.0 BTU/lb	222.8 kCal/kg	932.8 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	401.0 BTU/lb	222.8 kCal/kg	932.8 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.01 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft2-F/BTU	0.4099 hr-m2-C/kCal	0.3524 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr-ft2-F/BTU	0.4099 hr-m2-C/kCal	0.3524 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.00 W/m2/K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.00 W/m2/K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft2/F	0.00 kCal/hr/m2/C	0.00 W/m2/K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft2/F	0. kCal/hr/m2/C	0. W/m2/K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#16: (FHTR)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.500 in	38.10 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.266 in	6.76 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	0.968 in	24.59 mm
5 TUBE MATERIAL	213-T22	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	30	
7 NUMBER OF PASSES	1	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	1	
9 # TUBES CARRYING FLUID	30	
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED	
11 LONGIT. TUBE PITCH	6.614 in	168.00 mm
12 TRANS. TUBE PITCH	3.966 in	100.74 mm
13 TUBE TYPE	SEG. FIN	
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m
15 FIN THICKNESS	0.047 in	1.20 mm



16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.750 in	19.05 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	45.3 ft	13.8 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	203134. lb/hr	92140. kg/hr	26. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	879. lb/hr/ft ²	4290. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	477.3 F	247.4 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	477.3 F	247.4 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	0.0 BTU/lb	0.0 kCal/kg	0.0 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	8274. lb/hr	3753. kg/hr	1. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	455.0 psi a	31.4 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	455.0 psi a	31.4 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	53965.5 lb/hr/ft ²	263482.6 kg/hr/m ²	73.2 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	410.4 F	210.2 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	410.4 F	210.2 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	386.6 BTU/lb	214.8 kCal/kg	899.3 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	386.6 BTU/lb	214.8 kCal/kg	899.3 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.4099 hr- m ² - C/kCal	0.3524 m ² - C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	2.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.4099 hr- m ² - C/kCal	0.3524 m ² - C/W
47 OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT- TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal/hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#17: (LEC1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.016 in	25.81 mm
5 TUBE MATERIAL	178-A	
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	7	
7 NUMBER OF PASSES	9	
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	9	
9 # TUBES CARRYING FLUID	7	



10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18 FIN MATERIAL	C. S.		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	10730. ft ²	997. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	203134. lb/hr	92140. kg/hr	26. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4803. lb/hr/ft ²	23452. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	33. ft/s	10. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	477.3 F	247.4 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	317.6 F	158.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	240.7 BTU/lb	133.7 kCal/kg	560.0 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	198.5 BTU/lb	110.3 kCal/kg	461.7 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	1.031 in. H ₂ O	26.18 mm. H ₂ O	256.52 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	8.52 MMBTU/hr	2.15 MMkCal/hr	2496.93 kW
31 FLUID FLOW RATE	26783. lb/hr	16685. kg/hr	5. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	455.2 psi a	31.4 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	438.6 psi a	30.2 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	16.6 psi	1.1 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	933334.2 lb/hr/ft ²	4556937.5 kg/hr/m ²	1265.8 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	4.3 ft/s	1.3 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	186.0 F	85.6 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	410.5 F	210.3 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	155.1 BTU/lb	86.1 kCal/kg	360.7 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	386.6 BTU/lb	214.8 kCal/kg	899.3 kJ/kg
41 OVERALL U	8.41 BTU/hr/ft ² /F	41.05 kCal/hr/m ² /C	47.74 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	30.69 BTU/hr/ft/F	45.68 kCal/hr/m/C	53.12 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	30.39 BTU/hr/ft/F	45.22 kCal/hr/m/C	52.59 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.7706	0.7706	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.0002 hr-m ² -C/kCal	0.0002 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	13.29 BTU/hr/ft ² /F	64.89 kCal/hr/m ² /C	75.47 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.03 BTU/hr/ft ² /F	0.13 kCal/hr/m ² /C	0.15 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	9.90 BTU/hr/ft ² /F	48.33 kCal/hr/m ² /C	56.21 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	1802. BTU/hr/ft ² /F	8800. kCal/hr/m ² /C	10234. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#18: (HEC1)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW	
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm



4	INSIDE TUBE DIAMETER	1.016 in	25.81 mm	
5	TUBE MATERIAL	210-A1		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	30		
7	NUMBER OF PASSES	9		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	9		
9	# TUBES CARRYING FLUID	30		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13	TUBE TYPE	SEG. FIN		
14	FIN DENSITY	6.00 /in	236.22 /m	
15	FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16	FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17	FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18	FIN MATERIAL	C. S.		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20	TOTAL H. T SURFACE AREA	45988. ft ²	4272. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	871651. lb/hr	395374. kg/hr	110. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	4809. lb/hr/ft ²	23481. kg/hr/m ²	7. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	33. ft/s	10. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	477.3 F	247.4 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	331.0 F	166.1 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	240.7 BTU/lb	133.7 kCal /kg	560.0 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	202.0 BTU/lb	112.2 kCal /kg	469.9 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	1.049 in. H ₂ O	26.63 mm. H ₂ O	261.00 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	33.52 MMBTU/hr	8.45 MMkCal /hr	9822.87 kW
31	FLUID FLOW RATE	139178. lb/hr	63130. kg/hr	18. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	1802.4 psi a	124.3 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	1789.4 psi a	123.4 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	13.0 psi	0.9 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	824012.4 lb/hr/ft ²	4023181.8 kg/hr/m ²	1117.6 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	3.8 ft/s	1.1 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	188.0 F	86.7 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	422.5 F	216.9 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	160.2 BTU/lb	89.0 kCal /kg	372.6 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	401.0 BTU/lb	222.8 kCal /kg	932.8 kJ/kg
41	OVERALL U	8.04 BTU/hr/ft ² /F	39.28 kCal /hr/m ² /C	45.68 W/m ² /K
42	TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	28.51 BTU/hr/ft/F	42.43 kCal /hr/m/C	49.35 W/m/K
43	FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	30.29 BTU/hr/ft/F	45.07 kCal /hr/m/C	52.42 W/m/C
44	EFFECTIVENESS FACTOR .	0.8106	0.8106	
45	INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.0002 hr- m ² - C/kCal	0.0002 m ² - C/W
46	OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr- ft ² - F/BTU	0.0002 hr- m ² - C/kCal	0.0002 m ² - C/W
47	OUTSIDE CONV- HT- TRANS. COEF	13.36 BTU/hr/ft ² /F	65.22 kCal /hr/m ² /C	75.84 W/m ² /K
48	OUTSIDE RAD- HT- TRANS. COEF.	0.03 BTU/hr/ft ² /F	0.13 kCal /hr/m ² /C	0.15 W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF- HT- TRANS. COEF.	9.93 BTU/hr/ft ² /F	48.48 kCal /hr/m ² /C	56.38 W/m ² /K
50	INSIDE HT- TRANS. COEF.	1647. BTU/hr/ft ² /F	8040. kCal /hr/m ² /C	9349. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION

PERFORMANCE ENGINEERING

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000

V2.0.0

CLIENT. . . :

LOCATION:

DESCR. . . :

BY. :

DATE. . . . : 2011-05-01

FW. REF. :



BANK#20: (FEED)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	72		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9 # TUBES CARRYING FLUID	36		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	4.750 in	120.65 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20 TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	931. lb/hr/ft ²	4543. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	328.4 F	164.7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	328.4 F	164.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	201.3 BTU/lb	111.9 kCal/kg	468.3 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	201.3 BTU/lb	111.9 kCal/kg	468.3 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal/hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	175961. lb/hr	79815. kg/hr	22. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	1785.4 psi a	123.1 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	1785.4 psi a	123.1 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	279692.3 lb/hr/ft ²	1365577.6 kg/hr/m ²	379.3 kg/s/m ²
36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	188.0 F	86.7 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	188.0 F	86.7 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	160.1 BTU/lb	89.0 kCal/kg	372.5 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	160.1 BTU/lb	89.0 kCal/kg	372.5 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal/hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal/hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal/hr/m ² /C	0. W/m ² /K



HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2. 0. 0

CLIENT. . . :	BY. :
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . . :	FW. REF. :

BANK#21: (PREH)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	1.250 in	31.75 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.117 in	2.97 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.016 in	25.81 mm	
5 TUBE MATERIAL	213-TP304H		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	37		
7 NUMBER OF PASSES	4		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	4		
9 # TUBES CARRYING FLUID	37		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	4.000 in	101.60 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	3.058 in	77.67 mm	
13 TUBE TYPE	SEG. FIN		
14 FIN DENSITY	3.00 /in	118.11 /m	
15 FIN THICKNESS	0.035 in	0.90 mm	
16 FIN SEGMENT WIDTH	0.156 in	3.97 mm	
17 FIN HEIGHT	0.625 in	15.88 mm	
18 FIN MATERIAL	TP409		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	47.0 ft	14.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	13742. ft2	1277. m2	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	4427. lb/hr/ft2	21615. kg/hr/m2	6. kg/s/m2
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	25. ft/s	8. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	328.4 F	164.7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	274.4 F	134.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	201.3 BTU/lb	111.9 kCal/kg	468.3 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	187.2 BTU/lb	104.0 kCal/kg	435.4 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.235 in. H2O	5.98 mm. H2O	58.61 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	15.08 MMBTU/hr	3.80 MMkCal/hr	4420.44 kW
31 FLUID FLOW RATE	384000. lb/hr	174180. kg/hr	48. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	69.5 psi a	4.8 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	50.0 psi a	3.4 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	19.5 psi	1.3 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	1843380.6 lb/hr/ft2	9000174.0 kg/hr/m2	2500.0 kg/s/m2
36 FLUID INLET VELOCITY	8.4 ft/s	2.5 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	146.2 F	63.5 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	185.5 F	85.3 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	114.3 BTU/lb	63.5 kCal/kg	266.0 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	153.7 BTU/lb	85.4 kCal/kg	357.4 kJ/kg
41 OVERALL U	8.20 BTU/hr/ft2/F	40.03 kCal/hr/m2/C	46.55 W/m2/K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	9.03 BTU/hr/ft/F	13.44 kCal/hr/m/C	15.63 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	14.24 BTU/hr/ft/F	21.20 kCal/hr/m/C	24.65 W/m/C
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.2966	0.2966	
45 INSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	0.0010 hr-ft2-F/BTU	0.0002 hr-m2-C/kCal	0.0002 m2-C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	14.51 BTU/hr/ft2/F	70.82 kCal/hr/m2/C	82.36 W/m2/K



48	OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.04 BTU/hr/ft ² /F	0.18 kCal /hr/m ² /C	0.21 W/m ² /K
49	OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	8.98 BTU/hr/ft ² /F	43.83 kCal /hr/m ² /C	50.98 W/m ² /K
50	INSIDE HT-TRANS. COEF.	2259. BTU/hr/ft ² /F	11031. kCal /hr/m ² /C	12829. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#22: (RCRC)

1	FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2	OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3	AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm	
4	INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm	
5	TUBE MATERIAL	178-A		
6	NUMBER OF TUBES PER ROW	72		
7	NUMBER OF PASSES	1		
8	NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9	# TUBES CARRYING FLUID	36		
10	TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11	LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm	
12	TRANS. TUBE PITCH	4.750 in	120.65 mm	
13	TUBE TYPE	BARE TUBE		
14	FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15	FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16	FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17	FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18	FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19	EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20	TOTAL H.T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21	FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22	FLUEGAS MASS VELOCITY	931. lb/hr/ft ²	4543. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23	FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24	FLUEGAS INLET TEMP.	274.4 F	134.7 C	
25	FLUEGAS OUTLET TEMP.	274.4 F	134.7 C	
26	FLUEGAS INLET ENTHALPY	187.2 BTU/lb	104.0 kCal /kg	435.4 kJ/kg
27	FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	187.2 BTU/lb	104.0 kCal /kg	435.4 kJ/kg
28	FLUEGAS DELTA- P	0.001 in. H2O	0.03 mm. H2O	0.25 Pa
29	HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31	FLUID FLOW RATE	200000. lb/hr	90718. kg/hr	25. kg/s
32	FLUID INLET PRESSURE	50.0 psi a	3.4 bar	
33	FLUID OUTLET PRESSURE	50.0 psi a	3.4 bar	
34	FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35	FLUID MASS VELOCITY	317902.8 lb/hr/ft ²	1552137.9 kg/hr/m ²	431.1 kg/s/m ²
36	FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37	FLUID INLET TEMP.	188.0 F	86.7 C	
38	FLUID OUTLET TEMP.	188.0 F	86.7 C	
39	FLUID INLET ENTHALPY	156.1 BTU/lb	86.7 kCal /kg	363.1 kJ/kg
40	FLUID OUTLET ENTHALPY	156.1 BTU/lb	86.7 kCal /kg	363.1 kJ/kg
41	OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K



42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY .	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY .	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR .	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K

FOSTER WHEELER ENERGY CORPORATION
PERFORMANCE ENGINEERING
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PROGRAM - HRSG2000
V2.0.0

CLIENT. . .	BY.
LOCATION:	DATE. . . . : 2011-05-01
DESCR. . .	FW. REF. :

BANK#23: (COND)

1 FLOW ARRANGEMENT	COUNTER FLOW		
2 OUTSIDE TUBE DIAMETER	2.000 in	50.80 mm	
3 AVG. WALL THICKNESS	0.105 in	2.67 mm	
4 INSIDE TUBE DIAMETER	1.790 in	45.47 mm	
5 TUBE MATERIAL	178-A		
6 NUMBER OF TUBES PER ROW	72		
7 NUMBER OF PASSES	1		
8 NUMBER OF ROWS IN DEPTH	0		
9 # TUBES CARRYING FLUID	36		
10 TUBE ARRANGEMENT	STAGGERED		
11 LONGIT. TUBE PITCH	5.500 in	139.70 mm	
12 TRANS. TUBE PITCH	4.750 in	120.65 mm	
13 TUBE TYPE	BARE TUBE		
14 FIN DENSITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
15 FIN THICKNESS	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
16 FIN WIDTH	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
17 FIN HEIGHT	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
18 FIN MATERIAL	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
19 EFFECTIVE TUBE LENGTH	70.0 ft	21.3 m	
20 TOTAL H. T SURFACE AREA	0. ft ²	0. m ²	
21 FLUEGAS FLOW RATE	1074786. lb/hr	487515. kg/hr	135. kg/s
22 FLUEGAS MASS VELOCITY	931. lb/hr/ft ²	4543. kg/hr/m ²	1. kg/s/m ²
23 FLUEGAS INLET VELOCITY	0. ft/s	0. m/s	
24 FLUEGAS INLET TEMP.	274.4 F	134.7 C	
25 FLUEGAS OUTLET TEMP.	274.4 F	134.7 C	
26 FLUEGAS INLET ENTHALPY	187.2 BTU/lb	104.0 kCal /kg	435.4 kJ/kg
27 FLUEGAS OUTLET ENTHALPY	187.2 BTU/lb	104.0 kCal /kg	435.4 kJ/kg
28 FLUEGAS DELTA-P	0.001 in. H ₂ O	0.03 mm. H ₂ O	0.25 Pa
29 HEAT ABSORBED. . . DUTY. . .	0.00 MMBTU/hr	0.00 MMkCal /hr	0.00 kW
31 FLUID FLOW RATE	184000. lb/hr	83461. kg/hr	23. kg/s
32 FLUID INLET PRESSURE	50.0 psi a	3.4 bar	
33 FLUID OUTLET PRESSURE	50.0 psi a	3.4 bar	
34 FLUID SIDE PRESSURE DROP	0.0 psi	0.0 bar	
35 FLUID MASS VELOCITY	292470.6 lb/hr/ft ²	1427966.9 kg/hr/m ²	396.7 kg/s/m ²



36 FLUID INLET VELOCITY	0.0 ft/s	0.0 m/s	
37 FLUID INLET TEMP.	100.8 F	38.2 C	
38 FLUID OUTLET TEMP.	100.8 F	38.2 C	
39 FLUID INLET ENTHALPY	68.9 BTU/lb	38.3 kCal /kg	160.3 kJ/kg
40 FLUID OUTLET ENTHALPY	68.9 BTU/lb	38.3 kCal /kg	160.3 kJ/kg
41 OVERALL U	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.01 W/m ² /K
42 TUBE THERMAL CONDUCTIVITY	0.00 BTU/hr/ft/F	0.00 kCal /hr/m/C	0.00 W/m/K
43 FIN THERMAL CONDUCTIVITY	(DOES NOT APPLY FOR BARE TUBES)		
44 EFFECTIVENESS FACTOR	0.0000	0.0000	
45 INSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
46 OUTSIDE FOULING FACTOR	3.0010 hr-ft ² -F/BTU	0.6147 hr-m ² -C/kCal	0.5285 m ² -C/W
47 OUTSIDE CONV-HT-TRANS. COEF	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
48 OUTSIDE RAD-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
49 OUTSIDE EFF-HT-TRANS. COEF.	0.00 BTU/hr/ft ² /F	0.00 kCal /hr/m ² /C	0.00 W/m ² /K
50 INSIDE HT-TRANS. COEF.	0. BTU/hr/ft ² /F	0. kCal /hr/m ² /C	0. W/m ² /K



ANEXO III: RESULTADOS DE DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN DE NO_x

En el presente apéndice se puede encontrar los resultados de necesidades de amoníaco para la reducción de NO_x necesaria para cumplir con la normativa vigente. Así mismo se pueden encontrar los resultados para el dimensionamiento del catalizador para la ALTERNATIVA I, así como los balances de materia y energía que definen las pérdidas de temperatura que se deben compensar con las resistencias de calentamiento del sistema de reducción de NO_x .

Para la obtención de los resultados, se han construido varias hojas de cálculo en EXCEL 2007 sobre la plataforma Windows 7. La base de cálculo empleada es la mostrada en el apartado 3.11 Dimensionamiento del SCR. Se ha contado con la ayuda de las *add-in's* de Foster Wheeler para EXCEL en la estimación de propiedades de los gases, cuyo uso ha sido fundamental para la obtención de los resultados.

Se advierte al lector que, dado que las *add-in's* de Foster Wheeler sólo funcionan con ordenadores de su propiedad, con la configuración regional de EE.UU., las cifras reflejadas en los resultados usan como separador decimal un punto; por el mismo motivo, se utiliza una coma, en lugar de un punto, como separador de millares.



Eficiencia de reducción y necesidades de amoníaco

EFICIENCIA DE REDUCCION DE NOx Y NECESIDADES DE AMONIACO				
	UNIDADES	VARIABLES ENTRADA	VARIABLES CALCULADAS	NOTAS
Combustible				
Input de calor a la caldera	MMBtu/h	473.77		
Input de calor a la caldera	MWt		105.00	
PCS en base húmeda del combustible	BTU/lb	22,861.70		
PCS en base húmeda del combustible	kJ/kg		95,717.37	
Corriente de gases salida TG + Duct Burner				
Caudal Gas salida de TG+Dcut Burner	kg/h		487,515.00	
Caudal Gas salida de TG+Dcut Burner	m3/h		1,163,250.39	
Composicion gases salida TG+Duct Burner				
% volumen H2O	mol/mol gas	0.1294		
% volumen O2	mol/mol gas	0.1106		
% volumen N2	mol/mol gas	0.7116		
% volumen Ar	mol/mol gas	0.0083		
% volumen SO2	mol/mol gas	-		
% volumen CO2	mol/mol gas	0.0401		
	TOTAL		1.00	
PM gas base húmeda	kg/kmol		27.89	
Densidad gases base húmeda	Kg/m3		0.419	
% O2 salida ECO	%base humeda		11.060	
	%base seca		12.70	
Concentración NOx en gases de combustión				
NOx entrada SCR				
	ppmv, 15%O2	63.15		
	mg/Nm3, 15%O2		129.71	
	mg/Nm3, %O2 TG+DB		111.66	
	mol NO/ mol Gas		0.0000834	
	mol NO2 / mol GAS		0.000004168	
NOx salida SCR				
	ppmv, 15%O2	24.00		
	mg/Nm3, 15%O2		49.30	50 mg/Nm3 límite en Europa.
	mg/Nm3, %O2 TG+DB		42.43	
	mol NO/ mol Gas		0.0000316844	
	mol NO2 / mol GAS		0.0000015842	
NO teórico reaccionado	mol/h		903.47	
NO2 teórico reaccionado	mol/h		45.17	
Eficiencia de reducción de NOx requerida	%		62.00	
NH3 slip				
nNH3 slip	ppmv@15% O2	2.00		Exceso de NH3 esperado en gas salida reactor para la eficiencia de reducción en el punto de diseño.
	ppmv@%O2 ECO		2.77	
	mol/h		48.45	
Necesidades de NH3 aq para dimensionar el sistema (valor teorico estimado)				
Relación molar NH3/NO			0.78	Debe estar entre 1,05 y 0,70.
nNH3 puro inyectado	mol/h		1,042.26	
mNH3 puro inyectado	kg/h		17.72	
Concentración NH3 aq comercial	%p.	25.00		
Caudal másico NH3 aq	kg/h		70.87	
Margen operación	%p.	10.00		Para operación se toman +10% sobre el NH3 aq estequiometrico, para absorber picos de demanda.
Caudal másico NH3 aq operación	kg/h		77.96	
Caudal másico H2O en la disolucion	kg/h		58.47	
Caudal másico NH3 en la disolución	kg/h		19.49	
T ambiente	°C	15.00		
Densidad NH3 puro, @ Tref	kg/m3		617.65	Ref. ANSI // CGA G-2.1 1999
Densidad NH3 aq, @ Tref	kg/m3		902.97	
Caudal NH3 aq	m3/h		0.0863	

Tabla A.III.1 – Eficiencia de reducción y necesidades de amoníaco en modo COFIRED

ALTERNATIVA I, COFIRED

DIMENSIONAMIENTO DE CATALIZADOR Y REACTOR - ALTERNATIVA I			
	UNIDADES	VARIABLES ENTRADA	VARIABLES CALCULADAS
Máxima Carga Bruta de la Unidad	MWe	69.30	
Input de calor	MMBTU/h	473.77	
<u>Corriente de gases</u>			
Caudal Gas entrada SCR (diseño)	lb/h		1,074,785.32
Caudal Gas entrada SCR (diseño)	kg/h		487,515.00
Margen caudal Gas		1.10	Para absorber producciones pico
Caudal vol Gas entrada reactor	m ³ /h		1,163,177.55
T Gas entrada Reactor	°C	486.40	
T Gas entrada Reactor	°F		907.52
PM gas	kg/kmol	27.90	
Densidad gas	kg/m ³	0.42	
<u>Eficacia reducción NO_x</u>			
Eficacia de reducción NO _x requerida	η NO _x	62.00	
Slip NH ₃	ppm vol @ 15%O ₂	2.00	
<u>Variables para estimación de Vol de catalizador (según correlación EPA)</u>			
Boiler Heat Input (Q _b)	MMBTU/h	473.77	
Nº REACTORES / CALDERA		1.00	
Eficacia reducción NO _x	η NO _x	0.62	
NO _x in	lb/MMBTU	0.10	
Slip NH ₃	ppm vol @ 15% O ₂	2.00	
%w S, análisis combustible	%w	-	
T Gas entrada al monolito	°F	907.52	
<u>Factores de ajuste Volumen Catalizador (según correlación EPA)</u>			
Factor ajuste conversión NO _x , η adj			0.94
Factor ajuste NO _x entrada, NO _x in adj			0.89
Factor ajuste NH ₃ slip,			1.17
Factor ajuste % S en carbón, S adj			0.96
Factor ajuste T si T ≠ 700°F			2.00
<u>Volumen de catalizador</u>			
Vol catalizador correlacion EPA	m ³		71.90
Ratio Vol catalizador / Mwe	m ³ /MWe		1.04 Valor típico aproximadamente 1 m ³ /Mwe
<u>Velocidad espacial, SV</u>			
Caudal Gas Combustion	m ³ /h		1,163,177.55
Velocidad espacial, SV	1/h		16,177.03
Tiempo de residencia en el catalizador	seg		0.22

Tabla A.III.2 – Dimensionamiento del catalizador, ALTERNATIVA I



CALCULO CAUDAL Y TEMPERATURA DE CORRIENTE GASES ENTRADA Y SALIDA SCR - ALTERNATIVA I				
	UNIDADES	VARIABLES ENTRADA	VARIABLES CALCULADAS	NOTAS
<u>Corriente de gases salida TG+Duct Burner</u>				
Caudal Gas salida TG+DB	Kg/h	487,515.00		
Caudal Gas salida TG+DB	m3/h	1,163,250.39		
Temperatura Gas Entrada SCR	°C	486.40		
Presión Gas Entrada SCR	mmca	187.10		
	bar	0.9837		
<u>Composicion gases salida TG+DB</u>				
% volumen H2O	mol/mol gas	0.1294		
% volumen O2	mol/mol gas	0.1106		
% volumen N2	mol/mol gas	0.7116		
% volumen Ar	mol/mol gas	0.0083		
% volumen SO2	mol/mol gas	-		
% volumen CO2	mol/mol gas	0.0401		
	TOTAL		1.00	
PM gas base húmeda	kg/kmol	27.89		
Densidad gases base húmeda	Kg/m3	0.42		
% O2 salida TG+DB	%base humeda	11.06		
	%base seca	12.70		
<u>Necesidades de NH3 aq para dimensionar el sistema (valor teórico estimado)</u>				
Concentración NH3 aq comercial	%peso	25.00		
Caudal másico NH3 aq operación	kg/h	77.96		
Caudal másico H2O en la disolución	kg/h	58.47		
Caudal másico NH3 puro en la disolución	kg/h	19.49		
<u>Corriente NH3 puro en la disolución NH3 25% vol</u>				
Caudal de NH3	kg/h		19.49	
T NH3	°C	15.00		Se considera a T ambiente para el cálculo de la energía de calentamiento.
P NH3	bar	1.0020		
<u>Composición corriente NH3</u>				
%vol NH3	%vol		26.09	
MW NH3	kg/kmol	17.00		
<u>Propiedades termodinámicas NH3</u>				
Hd NH3 gas en agua	kJ/mol	- 7.29		Perry's Chemical Engineers' Handbook (2000 Edition)
	kJ/kg		- 428.82	
Cp vapor, 0° C y 1atm	kJ/kg·K	2.21		Perry's Chemical Engineers' Handbook (2000 Edition)
T ref, 0°C	K	273.00		
T corriente entrada	K		288.00	
<u>Corriente Agua procedente disolución NH3 aq</u>				
T agua en la disolución	°C	15.00		
P agua	bar	1.0020		
<u>Composición corriente H2O en la disolución</u>				
%vol H2O	%vol		73.91	
MW H2O	kg/kmol	18.00		
<u>Corriente de Aire de atomización</u>				
T aire de atomización	°C	15.00		
P aire de atomización	bar	1.0020		
Relación masica Aire / NH3 acuoso		0.23		
Caudal Aire	kg/h		17.57	
<u>Corriente Aire de dilución</u>				
Relación masica Aire / NH3 acuoso		16.00		
Caudal Aire	kg/h		1,247.38	
Temperatura aire ambiente	°C	15.00		
Presión Aire ambiente	bar	1.0020		
Humedad relativa P/Psat	%	66.09		
Fraccion molar H2O en aire ambiente	kmol H2O/kmol AH		0.0113	
Humedad absoluta	kg H2O/kg Aire húmedo		0.0071	
<u>Composicion aire ambiente:</u>				
		base húmeda		
%vol Oxígeno en Comburente	mol/mol aire	0.2058		
%vol Nitrógeno en Comburente	mol/mol aire	0.7696		
%vol Argón en Comburente	mol/mol aire	0.0089		
%vol CO2 en Comburente	mol/mol aire	0.0003		
%vol Humedad en Comburente	mol/mol aire	0.0154		
PM aire	kg/kmol	28.79		
<u>Balance materia AIG Determinación caudal de gases</u>				
Caudal Gas salida TG+DB	kg/h	487,515.00		
Caudal Aire atomización + dilución	kg/h		1,264.95	
Caudal H2O en disolución de amoniaco	kg/h		58.47	
Caudal Gas salida AIG - entrada reactor	kg/h		488,838.42	
<u>Composición corriente salida AIG</u>				
%vol H2O	mol/mol gas		0.1292	
%vol O2	mol/mol gas		0.1108	
%vol N2	mol/mol gas		0.7116	
%vol Ar	mol/mol gas		0.0083	
%vol CO2	mol/mol gas		0.0400	
%vol SO2	mol/mol gas		-	
	TOTAL		1.00	
PM Gas (base húmeda)	g/mol		27.90	
Densidad Gas (sin NH3)	Kg/m3		0.419	

Tabla A.III.3 – Balance de materia y energía en el catalizador, ALTERNATIVA I (parte I)



Balance energía AIG - Temperatura gases salida AIG					
<u>Corriente gases a la entrada del AIG</u>					
Caudal Gas salida TG+DB	kg/h	487.515.00			
Temperatura gases salida ECO	°C	486.40			
Presión gases salida ECO	bar	0.9837			
H gases salida ECO	kJ/kg		567.01		
<u>Corriente NH3 en disolución NH3 aq - Entrada AIG</u>					
Caudal NH3	kg/h	19.49			
T NH3	°C	15.00			
P NH3	bar	1.0020			
H NH3	kJ/kg		33.15		
<u>Corriente agua en disolución NH3 aq</u>					
Caudal H2O en disolución de amoníaco	kg/h	58.47			
T agua en la disolución	°C	15.00			
P agua	bar	1.0020			
H agua	kJ/kg		63.08		
<u>Corriente aire dilución + atomización</u>					
Caudal Aire atomización + dilución	kg/h	1.264.95			
T aire dilución	°C	15.00			
P aire dilución	bar	1.0020			
H aire dilución	kJ/kg		15.33		
<u>Corriente NH3 gases - Salida AIG</u>					
Caudal NH3 Gas salida AIG - Entrada monolito	kg/h	19.49			
T salida NH3	°C		485.25	Resultado del SOLVER (1)	
P salida NH3	bar	0.9837			
H salida NH3	kJ/kg		469.06		
<u>Corriente salida AIG - Gases (entrada SCR)</u>					
Caudal Gas salida AIG - entrada reactor	kg/h		488.838.42		
T gases salida AIG	°C		485.25	Resultado del SOLVER (1)	
P gases salida AIG	bar	0.9837			
H gases salida AIG	kJ/kg		565.52		
T gases salida AIG_ VARIABLE	°C		485.25	SOLVER (1)	
SOLVER_ BE AIG			0.0000	Balance de masa y energía: cero del SOLVER (1)	
Variación T° de Gas debido a la dilución en el AIG	°C		-	1.15	
Balance de energía en el Monolito - Temperatura de los gases salida SCR					
<u>Reacciones implicadas</u>					
4 NO + 4 NH3 + O2 ----> 4 N2 + 6 H2O					
2 NO2 + 4 NH3 + O2 ----> 3 N2 + 6 H2O					
H reacc. Reducción NO	kJ/mol		-	407.53	
H reacc Reduccion NO2	kJ/mol		-	667.52	
Hform NO, Tref 25°C	kJ/mol	90.43			Perry's Chemical Engineers' Handbook (2000 Edition)
Hform NO2, Tref 25°C	kJ/mol	33.33			Perry's Chemical Engineers' Handbook (2000 Edition)
Hform NH3, Tref 25°C	kJ/mol	-	45.89		Perry's Chemical Engineers' Handbook (2000 Edition)
Hform H2O, Tref 25°C	kJ/mol	-	241.99		Perry's Chemical Engineers' Handbook (2000 Edition)
mol NO reaccionados	mol/h		903.47		
mol NO2 reaccionados	mol/h		45.17		
ΔH debido a reacción	kJ/h		-	398,342.95	
<u>Balance de Energía en el Reactor</u>					
Caudal Gas entrada Reactor	kg/h		488.838.42		
T Gas entrada Reactor	°C		485.25	Resultado de SOLVER (1)	
H Gas entrada Reactor	kJ/kg		565.52		
Caudal Gas salida Reactor	kg/h		488.838.42		
T gas salida Reactor	°C		485.91	Resultado de SOLVER (2)	
H gas salida Reactor	kJ/kg		566.34		
T gases salida Reactor_ VARIABLE	°C		485.91	SOLVER (2)	
SOLVER_ BE REACTOR			-	Balance de masa y energía: cero del SOLVER (2)	
Max incremento T de Gas debido a reacciones en Reactor	°C			0.66	
TEMPERATURA GASES SALIDA REACTOR		°C	485.91	-0.49	

Tabla A.III.4 – Balance de materia y energía en el catalizador, ALTERNATIVA I (parte II)

ALTERNATIVA II, COFIRED

CALCULO CAUDAL Y TEMPERATURA DE CORRIENTE GASES ENTRADA Y SALIDA SCR -ALTERNATIVA II				
	UNIDADES	VARIABLES ENTRADA	VARIABLES CALCULADAS	NOTAS
Corriente de gases salida TG+Duct Burner				
Caudal Gas salida TG+DB	Kg/h	487,515.00		
Caudal Gas salida TG+DB	m ³ /h	1,015,161.55		
Temperatura Gas Entrada SCR	°C	393.10		
Presión Gas Entrada SCR	mmca	-	136.68	
	bar		0.9886	
Composicion gases salida TG+DB				
% volumen H ₂ O	mol/mol gas	0.1294		
% volumen O ₂	mol/mol gas	0.1106		
% volumen N ₂	mol/mol gas	0.7116		
% volumen Ar	mol/mol gas	0.0083		
% volumen SO ₂	mol/mol gas	-		
% volumen CO ₂	mol/mol gas	0.0401		
TOTAL			1.00	
PM gas base húmeda	kg/kmol	27.89		
Densidad gases base húmeda	Kg/m ³	0.48		
% O ₂ salida TG+DB	%base húmeda	11.06		
	%base seca	12.70		
Necesidades de NH₃ aq para dimensionar el sistema (valor teórico estimado)				
Concentración NH ₃ aq comercial	%peso	25.00		
Caudal másico NH ₃ aq operación	kg/h	77.96		
Caudal másico H ₂ O en la disolución	kg/h	58.47		
Caudal másico NH ₃ puro en la disolución	kg/h	19.49		
Corriente NH₃ puro en la disolución NH₃ 25% vol				
Caudal de NH ₃	kg/h		19.49	
T NH ₃	°C	15.00		Se considera a T ambiente para el cálculo de la energía de calentamiento.
P NH ₃	bar	1.0020		
Composición corriente NH₃				
%vol NH ₃	%vol		26.09	
MW NH ₃	kg/kmol	17.00		
Propiedades termodinámicas NH₃				
Hd NH ₃ gas en agua	kJ/mol	-	7.29	Perry's Chemical Engineers' Handbook (2000 Edition)
Cp vapor, 0° C y 1atm	kJ/kg		2.21	Perry's Chemical Engineers' Handbook (2000 Edition)
T ref, 0°C	K	273.00		
T corriente entrada	K		288.00	
Corriente Agua procedente disolución NH₃ aq				
T agua en la disolución	°C	15.00		
P agua	bar	1.0020		
Composición corriente H₂O en la disolución				
%vol H ₂ O	%vol		73.91	
MW H ₂ O	kg/kmol	18.00		
Corriente de Aire de atomización				
T aire de atomización	°C	15.00		
P aire de atomización	bar	1.0020		
Relación masica Aire / NH ₃ acuoso		0.23		
Caudal Aire	kg/h		17.57	
Corriente Aire de dilución				
Relación masica Aire / NH ₃ acuoso		16.00		
Caudal Aire	kg/h		1,247.38	
Temperatura aire ambiente	°C	15.00		
Presión Aire ambiente	bar	1.0020		
Humedad relativa P _i /P _{sat}	%	66.09		
Fracccion molar H ₂ O en aire ambiente	kmol H ₂ O/kmol AH		0.0113	
Humedad absoluta	kg H ₂ O/kg Aire húmedo		0.0071	
Composicion aire ambiente:				
		base húmeda		
%vol Oxígeno en Comburente	mol/mol aire	0.2058		
%vol Nitrógeno en Comburente	mol/mol aire	0.7696		
%vol Argón en Comburente	mol/mol aire	0.0089		
%vol CO ₂ en Comburente	mol/mol aire	0.0003		
%vol Humedad en Comburente	mol/mol aire	0.0154		
PM aire	kg/kmol	28.79		
Balance materia AIG Determinación caudal de gases				
Caudal Gas salida TG+DB	kg/h	487,515.00		
Caudal Aire atomización + dilución	kg/h		1,264.95	
Caudal H ₂ O en disolución de amoniaco	kg/h		58.47	
Caudal Gas salida AIG - entrada reactor	kg/h		488,838.42	
Composición corriente salida AIG				
%vol H ₂ O	mol/mol gas		0.1292	
%vol O ₂	mol/mol gas		0.1108	
%vol N ₂	mol/mol gas		0.7116	
%vol Ar	mol/mol gas		0.0083	
%vol CO ₂	mol/mol gas		0.0400	
%vol SO ₂	mol/mol gas		-	
TOTAL			1.00	
PM Gas (base húmeda)	g/mol		27.90	
Densidad Gas (sin NH ₃)	Kg/m ³		0.480	

Tabla A.III.5 – Balance de materia y energía en el catalizador, ALTERNATIVA II (parte I)



Balance energía AIG - Temperatura gases salida AIG					
<u>Corriente gases a la entrada del AIG</u>					
Caudal Gas salida TG+DB	kg/h	487.515.00			
Temperatura gases salida ECO	°C	393.10			
Presión gases salida ECO	bar	0.9886			
H gases salida ECO	kJ/kg		453.32		
<u>Corriente NH3 en disolución NH3 aq - Entrada AIG</u>					
Caudal NH3	kg/h	19.49			
T NH3	°C	15.00			
P NH3	bar	1.0020			
H NH3	kJ/kg		33.15		
<u>Corriente agua en disolución NH3 aq</u>					
Caudal H2O en disolución de amoníaco	kg/h	58.47			
T agua en la disolución	°C	15.00			
P agua	bar	1.0020			
H agua	kJ/kg		63.08		
<u>Corriente aire dilución + atomización</u>					
Caudal Aire atomización + dilución	kg/h	1.264.95			
T aire dilución	°C	15.00			
P aire dilución	bar	1.0020			
H aire dilución	kJ/kg		15.33		
<u>Corriente NH3 gases - Salida AIG</u>					
Caudal NH3 Gas salida AIG - Entrada monolito	kg/h	19.49			
T salida NH3	°C		392.17	Resultado del SOLVER (1)	
P salida NH3	bar	0.9886			
H salida NH3	kJ/kg		263.36		
<u>Corriente salida AIG - Gases (entrada SCR)</u>					
Caudal Gas salida AIG - entrada reactor	kg/h		488.838.42		
T gases salida AIG	°C		392.17	Resultado del SOLVER (1)	
P gases salida AIG	bar	0.9886			
H gases salida AIG	kJ/kg		452.14		
T gases salida AIG_ VARIABLE	°C		392.17	SOLVER (1)	
SOLVER_ BE AIG			-	0.0000	Balance de masa y energía: cero del SOLVER (1)
Variación T° de Gas debido a la dilución en el AIG	°C		-	0.93	
Balance de energía en el Monolito - Temperatura de los gases salida SCR					
<u>Reacciones implicadas</u>					
4 NO + 4 NH3 + O2 ----> 4 N2 + 6 H2O					
2 NO2 + 4 NH3 + O2 ----> 3 N2 + 6 H2O					
H reacc. Reducción NO	kJ/mol		-	407.53	
H reacc Reduccion NO2	kJ/mol		-	667.52	
Hform NO, Tref 25°C	kJ/mol	90.43			Perry's Chemical Engineers' Handbook (2000 Edition)
Hform NO2, Tref 25°C	kJ/mol	33.33			Perry's Chemical Engineers' Handbook (2000 Edition)
Hform NH3, Tref 25°C	kJ/mol	-	45.89		Perry's Chemical Engineers' Handbook (2000 Edition)
Hform H2O, Tref 25°C	kJ/mol	-	241.99		Perry's Chemical Engineers' Handbook (2000 Edition)
mol NO reaccionados	mol/h		903.47		
mol NO2 reaccionados	mol/h		45.17		
ΔH debido a reacción	kJ/h		-	398,342.95	
<u>Balance de Energía en el Reactor</u>					
Caudal Gas entrada Reactor	kg/h		488.838.42		
T Gas entrada Reactor	°C		392.17	Resultado de SOLVER (1)	
H Gas entrada Reactor	kJ/kg		452.14		
Caudal Gas salida Reactor	kg/h		488.838.42		
T gas salida Reactor	°C		392.85	Resultado de SOLVER (2)	
H gas salida Reactor	kJ/kg		452.96		
T gases salida Reactor_ VARIABLE	°C		392.85	SOLVER (2)	
SOLVER_ BE REACTOR			-		Balance de masa y energía: cero del SOLVER (2)
Max incremento T de Gas debido a reacciones en Reactor	°C			0.68	
TEMPERATURA GASES SALIDA REACTOR		°C	392.85	-0.25	

Tabla A.III.6 – Balance de materia y energía en el catalizador, ALTERNATIVA II (parte II)





ANEXO IV: RESULTADOS DIMENSIONAMIENTO MECÁNICO

En el presente apéndice se puede encontrar los resultados de las verificaciones necesarias para el dimensionamiento mecánico de la caldera, según se especifica en la normativa ASME, tal y como se ha comentado en los párrafos 3.7 Diseño mecánico de los tubos de la caldera y 3.10 Cálculos mecánicos del resto de partes a presión.

Para la obtención de los resultados, se ha construido una hoja de cálculo en EXCEL 2007 sobre la plataforma Windows 7, en la que se han implementado las expresiones relacionadas y se han introducido los diversos parámetros de ajuste según lo especificado en la normativa ASME I.

Como la normativa empleada maneja parámetros de corrección para datos introducidos en unidades del sistema imperial, las tablas a continuación presentadas muestran los datos en unidades de dicho sistema. Para su presentación en las tablas reflejadas en el cuerpo principal del presente proyecto académico, se han convertido tanto resultados como parámetros de partida al sistema internacional, sin mostrar los parámetros de ajuste puesto que carecerían de sentido numérico en dicho contexto.



	Parte	Nominal	Material	in	in	in	E	y	in	°F	psi	psig	psig	psi	psig	psi	%YS
				D	d	t			corr.	Td	S	Pd	Pmax	YS	Ph	Sh	
Calderines y Fondos	Vírola del calderín de Alta Presión	---	SA-302 C	79,488	72	3,740	1,00	0,40	0,118	640	22.900	2.050	2.173	42.000	3.075	32.410	77%
	Fondos del calderín de Alta Presión	---	SA-302 C	---	72	2,756	---	---	0,118	640	22.900	2.050	3.453	42.000	3.075	21.292	51%
	Vírola del calderín de Media Presión	---	SA-516 Gr70	49,724	48	0,866	1,00	0,40	0,118	480	20.000	550	612	38.000	825	26.956	71%
	Fondos del calderín de Media Presión	---	SA-516 Gr70	---	48	0,748	---	---	0,118	480	20.000	550	1.239	38.000	825	15.793	42%

Tabla A.IV.1 – Resultados dimensionamiento mecánico de vírolas de calderines y fondos

	Parte	Nominal	Material	in	in	in	E	y	in	°F	psi	psig	psig	psi	psig	psi	%YS
				D	d	t			corr.	Td	S	Pd	Pmax	YS	Ph	Sh	
Colectores	Recalentador Final (RHF2/RHF1)	---	SA-335 P91	8,626	6,878	0,874	0,583	0,70	0,000	1.200	4.300	550	592	30.000	825	5.992	20%
	Sobrecalentador Final AP (HSF1)	---	SA-335 P91	6,626	3,870	1,378	0,712	0,70	0,000	1.172	5.812	2.050	2.428	30.000	3.075	7.361	25%
	Recalentador Primario (RHP1)	8" sch 160	SA-335 P22	8,625	7,040	0,793	0,517	0,70	0,000	1.054	5.548	550	605	30.000	825	7.564	25%
	Sobrecalentador Primario AP (HSP1)	---	SA-335 P22	6,626	4,925	0,850	0,661	0,45	0,000	926	12.144	2.050	2.331	30.000	3.075	16.021	53%
	1ª Etapa Evaporadores AP (HBB1)	6" XXS	SA-106 GrB	6,625	5,113	0,756	0,673	0,40	0,000	705	15.340	2.050	2.593	35.000	3.075	18.192	52%
	2ª Etapa Evaporadores AP (HBB2)	6" sch 160	SA-106 GrB	6,625	5,367	0,629	0,673	0,40	0,000	692	15.840	2.050	2.191	35.000	3.075	22.230	64%
	Sobrecalentador Final MP (LSF1)	4" sch XXS	SA-106 GrB	4,500	3,321	0,590	0,526	0,40	0,000	665	16.650	550	2.564	35.000	825	5.357	15%
	2ª Etapa Economizador AP (HEC3)	6" sch 160	SA-106 GrB	6,625	5,367	0,629	0,670	0,40	0,000	668	16.560	2.150	2.280	35.000	3.225	23.419	67%
	Evaporadores MP (LBB1)	6" sch 120	SA-106 GrB	6,625	5,642	0,492	0,667	0,40	0,000	529	17.100	550	1.800	35.000	825	7.837	22%
	Economizador MP (LEC1)	4" sch 160	SA-106 GrB	4,500	3,571	0,465	0,667	0,40	0,000	531	17.100	560	2.567	35.000	840	5.595	16%
	1ª Etapa Economizador AP (HEC1)	4" sch 160	SA-106 GrB	4,500	3,571	0,465	0,598	0,40	0,000	531	17.100	2.150	2.302	35.000	3.225	23.959	68%
	Pre calentador de Agua (PREH) - A/C	4" sch 160	SA-106 GrB	4,500	3,571	0,465	0,591	0,40	0,000	360	17.100	385	2.275	35.000	578	4.341	12%
	Pre calentador de Agua (PREH) - INOX	4" sch 160	SA-335 P91	4,500	3,571	0,465	0,598	0,40	0,000	360	24.240	385	3.263	30.000	578	4.290	14%

Tabla A.IV.2 – Resultados dimensionamiento mecánico de colectores



	Parte	Nominal	Material	in	in	in	E	y	in	°F	psi	psig	psig	psi	psig	psi	%YS
				D	d	t			corr.	Tdis	S	Pdis	Pmax	YS	Ph	Sh	
Tubos - ALTERNATIVA I	1ª Etapa Recalentador Final (RHF1)	---	SA-213 TP304H	2,00	---	0,133	---	---	0,000	1.200	6.100	550	799	30.000	825	6.295	21%
	2ª Etapa Recalentador Final (RHF2)	---	SA-213 TP304H	2,00	---	0,133	---	---	0,000	1.184	7.252	550	950	30.000	825	6.295	21%
	Sobrecalentador Final AP (HSF1)	---	SA-213 TP304H	1,75	---	0,266	---	---	0,000	1.169	7.092	2.050	2.444	30.000	3.075	8.922	30%
	Recalentador Primario (RHP1)	---	SA-213 T22	2,00	---	0,133	---	---	0,000	1.088	4.256	550	558	30.000	825	6.295	21%
	Sobrecalentador Primario AP (HSP1)	---	SA-213 T22	1,75	---	0,222	---	---	0,000	985	8.840	2.050	2.453	30.000	3.075	11.080	37%
	1ª Etapa Evaporadores AP (HBB1)	---	SA-210 A1	1,50	---	0,150	---	---	0,000	910	11.768	2.100	2.471	37.000	3.150	15.004	41%
	2ª Etapa Evaporadores AP (HBB2)	---	SA-210 A1	1,50	---	0,150	---	---	0,000	739	13.572	2.100	2.849	37.000	3.150	15.004	41%
	Sobrecalentador Final MP (LSF1)	---	SA-178 C G3	1,75	---	0,117	---	---	0,000	638	14.600	550	1.925	40.000	825	6.256	16%
	2ª Etapa Economizador AP (HEC3)	---	SA-210 A1	1,50	---	0,150	---	---	0,000	664	16.680	2.150	3.502	37.000	3.225	15.361	42%
	Evaporadores MP (LBB1)	---	SA-178 A G3	1,50	---	0,117	---	---	0,000	571	11.329	600	1.784	40.000	900	5.714	14%
	Economizador MP (LEC1)	---	SA-178 A G3	1,50	---	0,117	---	---	0,000	534	11.366	650	1.790	40.000	975	6.191	15%
	1ª Etapa Economizador AP (HEC1)	---	SA-210 A1	1,50	---	0,150	---	---	0,000	530	17.100	2.150	3.590	37.000	3.225	15.361	42%
	Pre calentador de Agua (PREH) - A/C	---	SA-178 A G3	1,50	---	0,117	---	---	0,000	338	11.400	385	1.795	40.000	578	3.667	9%

Tabla A.IV.3 – Resultados dimensionamiento mecánico de tubos, ALTERNATIVA I



	Parte	Nominal	Material	in	in	in	E	y	in	°F	psi	psig	psig	psi	psig	psi	%YS
				D	d	t			corr.	Tdis	S	Pdis (1)	Pmax	YS	Ph (2)	Sh	
Tubos - ALTERNATIVA II	Recalentador Final (RHF2)	---	SA-213 TP304H	1,75	---	0,167	---	---	0,000	1.200	6.100	550	1.213	30.000	825	4.149	14%
	Sobrecalentador Final AP (HSF1)	---	SA-213 TP304H	1,50	---	0,266	---	---	0,000	1172	6.996	2.050	2.913	30.000	3.075	7.384	25%
	Recalentador Primario (RHP1)	---	SA-213 T22	1,75	---	0,183	---	---	0,000	1060	5.320	550	1.177	30.000	825	37.30	12%
	Sobrecalentador Primario AP (HSP1)	---	SA-213 T22	1,50	---	0,200	---	---	0,000	929	11.976	2.050	3.526	30.000	3.075	10.443	35%
	1ª Etapa Evaporadores AP (HBB1)	---	SA-210 A1	1,25	---	0,167	---	---	0,000	787	11.372	2.100	3.357	37.000	3.150	10.672	29%
	2ª Etapa Evaporadores AP (HBB2)	---	SA-210 A1	1,25	---	0,133	---	---	0,000	742	13.416	2.100	3.028	37.000	3.150	13.958	38%
	Sobrecalentador Final MP (LSF1)	---	SA-178 C G3	1,50	---	0,117	---	---	0,000	635	14.600	550	2.299	40.000	825	5.238	13%
	2ª Etapa Economizador AP (HEC3)	---	SA-210 A1	1,25	---	0,117	---	---	0,000	667	16.590	2.150	3.226	37.000	3.225	16.587	45%
	Evaporadores MP (LBB1)	---	SA-178 A G3	1,25	---	0,117	---	---	0,000	572	11.328	600	2.202	40.000	900	4.629	12%
	Economizador MP (LEC1)	---	SA-178 A G3	1,25	---	0,117	---	---	0,000	533	11.377	650	2.212	40.000	975	5.015	13%
	1ª Etapa Economizador AP (HEC1)	---	SA-210 A1	1,25	---	0,117	---	---	0,000	523	17.100	2.150	3.325	37.000	3.225	16.587	45%
	Precalentador de Agua (PREH) - A/C	---	SA-213 TP304H	1,25	---	0,117	---	---	0,000	301	18.894	385	3.673	30.000	578	2.970	10%

Tabla A.IV.4 – Resultados dimensionamiento mecánico de tubos, ALTERNATIVA II

ANEXO V: FUNCIONES DE BESSEL

En la tabla A.V.1 pueden encontrarse las funciones de Bessel para varios argumentos y que son necesarias para completar la expresión (32). El argumento x mostrado en la tabla es el resultado de los productos mr_i .

Se advierte al lector que, dado que la bibliografía consultada es estadounidense, las cifras reflejadas en los resultados usan como separador decimal un punto.

x	$I_0(x)$	$I_1(x)$	$K_0(x)$	$K_1(x)$
0	1.0	0	8	8
0.1	1.002	0.05	2.427	9.854
0.2	1.010	0.10	1.753	4.776
0.3	1.023	0.152	1.372	3.056
0.4	1.040	0.204	1.114	2.184
0.5	1.063	0.258	0.924	1.656
0.6	1.092	0.314	0.778	1.303
0.7	1.126	0.372	0.66	1.05
0.8	1.166	0.433	0.565	0.862
0.9	1.213	0.497	0.487	0.716
1.0	1.266	0.565	0.421	0.602
1.2	1.394	0.715	0.318	0.434
1.4	1.553	0.886	0.244	0.321
1.6	1.75	1.085	0.188	0.241
1.8	1.99	1.317	0.146	0.183
2.0	2.28	1.591	0.114	0.140
2.2	2.629	1.914	0.0893	0.108
2.4	3.049	2.298	0.0702	0.0837
2.6	3.553	2.755	0.554	0.0653
2.8	4.157	3.301	0.0438	0.0511
3.0	4.881	3.953	0.0347	0.0402
3.2	5.747	4.734	0.0276	0.0316
3.4	6.785	5.670	0.0220	0.0250
3.6	8.028	6.793	0.0175	0.0198
3.8	9.517	8.140	0.0140	0.0157
4.0	11.30	9.759	0.0112	0.0125
4.2	13.44	11.70	0.0089	0.0099
4.4	16.01	14.04	0.0071	0.0079
4.6	19.09	16.86	0.0057	0.0063
4.8	22.79	20.25	0.0046	0.0050
5.0	27.24	24.34	0.0037	0.0040

Tabla A.V.1 – Funciones de Bessel para varios argumentos. Fuente:[16]



ANEXO VI: LISTA DE FIGURAS Y LISTA DE TABLAS

Lista de figuras

Figura 2.1 – Esquema y diagrama T-s del Ciclo de Brayton ideal con recalentamiento.

Figura 2.2 – Crecimiento total de la demanda en España.

Figura 2.3 – Evolución de la potencia instalada de cogeneración en España.

Figura 2.4 – Rendimiento de la generación eléctrica convencional (incluidas pérdidas en red eléctrica).

Figura 2.5 – Emisión específica de la generación específica en España (2008).

Figura 2.6 – Inversión acumulada en cogeneración en España prevista para 2020.

Figura 2.7 – Beneficio directo aportado por la cogeneración actual y futuro.

Figura 2.8 – Expectativas de ahorro anual generado por la cogeneración en 2015.

Figura 2.9 – Ciclo combinado con turbina de gas y cogenración, considerado en el presente proyecto.

Figura 2.10 – Esquema típico de una planta de ciclo combinado y una turbina de gas.

Figura 2.11 – Planta de cogeneración con turbina de gas.

Figura 2.12 – Planta de cogeneración con turbina de vapor.

Figura 2.13 - Planta de cogeneración con ciclo combinado.

Figura 2.14 - Cogeneración con motor alternativo.

Figura 2.15 – Consumo final bruto de energía 2009 (arriba), 2020 (abajo).

Figura 2.16 - Proceso transformación energía en calderas.

Figura 2.17- Esquema de caldera pirotubular.

Figura 2.18 - Esquema caldera acuotubular de circulación natural. Fuente: Wikipedia

Figura 2.19 – Hogar de caldera de arco.

Figura 2.20 – Diagrama típico de circulación natural en un banco evaporador.

Figura 2.21 – Panel de un sobrecalentador de una caldera de carbón pulverizado.

Figura 2.22 – Atemperador con cabeza de control integrada.

Figura 2.23 – Corte de la sección de un economizador tipo en una caldera con paso vertical de gases.

Figura 2.24 – Distintas disposiciones de internos de calderín.

Figura 2.25 – Sección de un calderín.

Figura 2.26 - Esquema de circulación natural.

Figura 2.27 – Presión diferencial en una caldera de circulación natural.

Figura 2.28 – Esquema de caldera para calentamiento de procesos.

Figura 2.29 – Esquema de caldera para movimiento de una bomba.

Figura 2.30 – Esquema de una caldera de recuperación de calor horizontal.

Figura 2.31 – Caldera de recuperación de calor vertical.

Figura 2.32 – Detalle de una rampa de un quemador de conducto.

Figura 2.33 – Catalizadores monolíticos.

Figura 2.34 - Posibles geometrías de los canales del monolito.

Figura 3.1 – Diagrama de flujo con la metodología de cálculo seguida en el proyecto, en ambas alternativas

Figura 3.2 – Sección de turbina de gas aeroderivada GE LM6000.

Figura 3.3 – Curva de arranque de una turbina GE LM6000, quemando gas natural.

Figura 3.4 – Rentabilidad del punto de contacto.

Figura 3.5 – Diagrama típico de puntos de aproximación y contacto en una caldera de recuperación.

Figura 3.6 – Diagrama del proceso iterativo manual del diseñador en la evaluación del retrofit de una HRSG.

Figura 3.7 – Diagrama de unión de caudales de vapor salida turbina AP y sobrecalentado MP.

Figura 3.8 – Tubos de aleta helicoidal, segmentada.

Figura 3.9 – Disposiciones de tubos posibles en la caldera.

Figura 3.10 – Distribución de temperaturas en intercambiador de calor en flujo cruzado.

Figura 3.11 – Distribución de temperaturas de un intercambiador en contraflujo.

Figura 3.12 – Diagrama de Moody.

Figura 3.13 – Diagrama de factor de corrección de Re.

Figura 3.14 – Curva de reducción de NO_x para un catalizador V_2O_5 (1%), TiO_2 (80%), WO_3 .

Figura 3.15 – Disposición típica de baffles deflectores a la entrada de un catalizador monolítico.

Figura 4.1 – Esquema disposición de bahías en la caldera considerada.

Figura 4.2– Esquema circuitos agua/vapor y gases en la caldera propuesta en la ALTERNATIVA I.

Figura 4.3 – Esquema circuitos agua/vapor y gases en la caldera propuesta en la ALTERNATIVA II.

Figura 4.4 – Espaciado entre aletas considerado en la ALTERNATIVA I.

Figura 4.5 - Perfiles de temperatura de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA I UNFIRED.

Figura 4.6 – Perfiles de temperatura de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA II UNFIRED.

Figura 4.7 – Perfiles de temperatura de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA I COFIRED.

Figura 4.8 – Perfiles de temperatura de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA II COFIRED.

Figura 4.9 – Gráfica de calores absorbidos en los bancos, modo UNFIRED.

Figura 4.10 - Gráfica de calores absorbidos en los bancos, modo COFIRED.

Figura 4.11 – Comparativa entre coeficientes globales de transferencia de calor, modo UNFIRED

Figura 4.12 – Comparativa entre coeficientes globales de transferencia de calor, modo COFIRED.

Figura 4.13 – Evolución de la pérdida de carga en el lado gases, modo UNFIRED.

Figura 4.14 – Evolución de la pérdida de carga en el lado gases, modo COFIRED.

Figura 4.15 – Evolución de la pérdida de carga en el lado gases considerando el efecto del SCR, en modo UNFIRED.

Figura 4.16 – Evolución de la pérdida de carga en el lado gases considerando el efecto del SCR, en modo UNFIRED.

Figura 6.1 – Esquema disposición de bahías en la caldera considerada.

Figura 6.2– Esquema circuitos agua/vapor y gases en la caldera propuesta en la ALTERNATIVA I.

Figura 6.3 – Esquema circuitos agua/vapor y gases en la caldera propuesta en la ALTERNATIVA II.

Figura 6.4 – Eficiencia de aletas rectas.

Figura 6.5 – Perfiles de velocidades de gases a su paso por un banco de tubos.

Lista de tablas

Tabla 2.1 – Impacto económico y laboral de sectores intensivos en cogeneración.

Tabla 2.2 – Emisiones a la atmósfera de diferentes tecnologías de generación eléctrica.

Tabla 2.3 – Potencial de cogeneración en España.

Tabla 3.1 – Características de gases de escape de la turbina de gas, funcionando ésta a plena carga.

Tabla 3.2 – Composición del Gas Natural empleado como combustible en turbina y quemadores.

Tabla 3.3 – Datos de operación y requisitos de producción de la futura caldera.

Tabla 3.4 – Tubos y tuberías más empleados por Foster Wheeler en partes a presión.

Tabla 3.5 – Factor C para vapor de agua.

Tabla 3.6 – Factor C para fluidos gaseosos.

Tabla 3.7 – Valores de F(t), según la temperatura de los gases a su paso por la caldera.

Tabla 3.8 – Composiciones de gases consideradas según el modo de operación.

Tabla 4.1 – Resultados de dimensiones de tubos y aletas de los bancos del recalentador, ALTERNATIVA I.

Tabla 4.2 – Resultado de dimensiones de tubos y aletas bancos sobrecalentador de alta presión, ALTERNATIVA I.

Tabla 4.3 – Resultados dimensiones de tubos y aletas de los bancos evaporadores de alta presión, ALTERNATIVA I.

Tabla 4.4 – Dimensiones de tubos y aletas de sobrecalentador y evaporadores de media presión, ALTERNATIVA I.

Tabla 4.5 – Dimensiones de tubos y aletas de economizadores de alta y media presión, ALTERNATIVA I.

Tabla 4.6 – Dimensiones de tubos y aletas de economizadores de alta y media presión, ALTERNATIVA I.

Tabla 4.7 – Resumen de resultados de presiones de prueba hidrostática, según ASME PG-99. ALTERNATIVA I.

Tabla 4.8 – Resultados de dimensiones de tubos y aletas de bancos recalentadores, ALTERNATIVA II.

Tabla 4.9 – Resultados de dimensiones de tubos y aletas de sobrecalentadores de alta presión, ALTERNATIVA II.

Tabla 4.10– Resultados de dimensiones de tubos y aletas de bancos evaporadores alta presión, ALTERNATIVA II.

Tabla 4.11 – Resultados dimensiones tubos y aletas sobrecalentador y evap. media presión, ALTERNATIVA II.

Tabla 4.12 – Dimensiones de tubos y aletas de economizadores de alta y media presión, ALTERNATIVA II.

Tabla 4.13 – Dimensiones de tubos y aletas del precalentador de agua, ALTERNATIVA II.

Tabla 4.14 – Resumen de resultados de presiones de prueba hidrostática, según ASME PG-99. ALTERNATIVA II.

Tabla 4.15 – Resultados del dimensionamiento del calderín de alta presión, según ASME.

Tabla 4.16 – Resultados del dimensionamiento del calderín de media presión, según ASME.

Tabla 4.17 – Resultados del dimensionamiento los colectores (parte I), según ASME.

Tabla 4.18 – Resultados del dimensionamiento los colectores (parte II), según ASME.

Tabla 4.19 – Temperaturas de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA I UNFIRED.

Tabla 4.20 – Temperaturas de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA II UNFIRED.

Tabla 4.21 – Temperaturas de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA I COFIRED.

Tabla 4.22 – Temperaturas de lado gases y lado agua/vapor, ALTERNATIVA II COFIRED.

Tabla 4.23 – Variación de áreas de transferencia de calor entre alternativas.

Tabla 4.24 – Peso de tubos por banco.

Tabla 4.25 – Comparativa de calores absorbidos en los bancos, modo UNFIRED.

Tabla 4.26 – Comparativa de calores absorbidos en los bancos, modo COFIRED.

Tabla 4.27 – Comparativa de coeficientes globales de transferencia de calor, modo UNFIRED.

Tabla 4.28 – Comparativa entre coeficientes globales de transferencia de calor, modo COFIRED.

Tabla 4.29 – Pérdida de potencia máxima debido al AIG.

Tabla 4.30 – Pérdidas de carga individuales y acumuladas, modo UNFIRED.

Tabla 4.31 – Pérdidas de carga individuales y acumuladas, modo UNFIRED.

Tabla 5.1 – Desglose de precios de tubos, ALTERNATIVA I.

Tabla 5.2 – Desglose de precios de tubos, ALTERNATIVA II.

Tabla 5.3 – Peso de colectores por banco.

Tabla 5.4 – Desglose de precios de colectores, ALTERNATIVA I.

Tabla 5.5 – Desglose de precios de colectores, ALTERNATIVA II.

Tabla 5.6 – Desglose de precios de calderines, ambas alternativas.

Tabla 5.7 – Desglose de precios de válvulas de seguridad, ambas alternativas.

Tabla 5.8 – Resumen de precios partes a presión, ambas alternativas.

Tabla 5.9 – Precios de nuevo sistema de combustión, ambas alternativas.

Tabla 5.10 – Precios de equipos de impulsión para el sistema agua/vapor, ALTERNATIVA I.

Tabla 5.11 – Precios de equipos de impulsión para el sistema agua/vapor, ALTERNATIVA II.

Tabla 5.12– Precios de sistema de reducción de NO_x, ALTERNATIVA I.

Tabla 5.13 – Precios de sistema de reducción de NO_x, ALTERNATIVA II.

Tabla 5.14 – Desglose de precios de ingeniería, ambas alternativas.

Tabla 6.1 – Alternativas y casos estudiados (Parte I).

Tabla 6.2 – Alternativas y casos estudiados (Parte II).

Tabla 6.2 – Resumen de la geometría de los tubos de los bancos (parte I). ALTERNATIVA I.

Tabla 6.3 – Resumen de la geometría de los tubos de los bancos (parte II). ALTERNATIVA I.

Tabla 6.3 – Resumen de resultados de presiones de prueba hidrostática, según ASME PG-99. ALTERNATIVA I.

Tabla 6.4 – Resumen geométrico de los tubos de los bancos (parte I). ALTERNATIVA II.

Tabla 6.5 – Resumen geométrico de los tubos de los bancos (parte II). ALTERNATIVA II.

Tabla 6.6 – Resumen de resultados de presiones de prueba hidrostática, según ASME PG-99. ALTERNATIVA II.

Tabla 6.7– Resumen de resultados de dimensionamiento de calderines y prueba hidrostática, según ASME PG-99.

Tabla 6.8 – Resumen de resultados de dimensionamiento de colectores y prueba hidrostática, según ASME PG-99.

Tabla 6.10 – Variación del peso de colectores según alternativa.

Tabla 6.11 – Variación del área de transferencia de calor según alternativa.

Tabla 6.12 – Variación del peso de tubos según alternativa.

Tabla 6.13 – Comparativa de temperatura de lado gases y lado agua/vapor.

Tabla 6.14 – Comparativa de calores absorbidos en los bancos.

Tabla 6.15 – Comparativa de coeficientes globales de transferencia de calor, referidos al área exterior de los tubos.

Tabla 6.16 – Pérdida de potencia máxima debido al AIG.

Tabla 6.17 – Pérdida de carga en cada banco, lado gases.

Tabla 6.18 – Pérdida de carga acumulada a través de los bancos.

Tabla 6.19 – Resumen de estimación económica del proyecto.

Tabla 6.20 – Variación de potencia en alternador de TG, por la pérdida de carga de gases a través de la caldera.

Tabla 7.1 – Coste económico del proyecto.

Tabla A.III.1 – Eficiencia de reducción y necesidades de amoníaco en modo COFIRE.

Tabla A.III.2 – Dimensionamiento del catalizador, ALTERNATIVA I.

Tabla A.III.3 – Balance de materia y energía en el catalizador, ALTERNATIVA I (parte I).

Tabla A.III.4 – Balance de materia y energía en el catalizador, ALTERNATIVA I (parte II).

Tabla A.III.5 – Balance de materia y energía en el catalizador, ALTERNATIVA II (parte I).

Tabla A.III.6 – Balance de materia y energía en el catalizador, ALTERNATIVA II (parte II).

Tabla A.IV.1 – Resultados dimensionamiento mecánico de virolas de calderines y fondos.

Tabla A.IV.2 – Resultados dimensionamiento mecánico de colectores.

Tabla A.IV.3 – Resultados dimensionamiento mecánico de tubos, ALTERNATIVA I.

Tabla A.IV.4 – Resultados dimensionamiento mecánico de tubos, ALTERNATIVA II.

Tabla A.V.I – Funciones de Bessel para varios argumentos.





BIBLIOGRAFÍA

- [1] American Society of Mechanical Engineers, The, *2010 ASME Boiler and Pressure Vessel Code I, Rules for Construction of Power Boilers*, ASME International, 2010.
- [2] American Society of Mechanical Engineers, The, *2010 ASME Boiler and Pressure Vessel Code II, Materials*, ASME International, 2010.
- [3] Bahamonde, A., *Desarrollo de Catalizadores Monolíticos para la eliminación de Óxidos de Nitrógeno*, Tesis Doctoral, Universidad Complutense de Madrid, 1992.
- [4] Boston Consulting Group, *Valoración de los beneficios asociados a la cogeneración en España*, Asociación Española de Cogeneración, 2010.
- [5] Briggs, J., *Design manual for Heat Recovery Steam Generator*, Foster Wheeler Limited and John Briggs, 2000.
- [6] Casagrande, L., Lietti, L., Nova, I., Forzatti, P. y Baiker, A., *SCR of NO by NH₃ over TiO₂-supported V₂O₅-MoO₃ catalysts: reactivity and redox behavior*, Applied Catalysis B: Environmental, no. 22, p. 63-77, 1999.
- [7] Castillo, del, G., *La Directiva 2010/75 de Emisiones Industriales (DEI). Visión del Refino de Petróleo. Retos y Oportunidades de la DEI*, Asociación Española de Productores Petrolíferos, 2011.
- [8] Çengel, Y. A., *Transferencia de Calor*, 2ª Edición, McGraw-Hill, 2004.
- [9] Daublebsky von Echain, C., *Heat Recovery Steam Generators – Design and Operations*, PP Publico Publications, 2007.
- [10] Department of Energy, *Development and application of Optimal Design Capability of Coal Gasification Systems*, U. S. Department of Energy, Office of Fuel Energy, 1ª Edición, 1995.
- [11] Dumont, M. N., *Simulation et Aide au Dimensionnement des Chaudières de Récupération*, Tesis Doctoral, Université de Liège, 2008.
- [12] Environmental Protection Agency, *EPA Air Pollution Control Cost Manual*, United States Environmental Protection Agency, Office of Air Quality Planning and Standards, 6ª Edición, 2002.
- [13] Forzatti, P., *Environmental catalysis for stationary applications*, Catalysis Today, no. 62, p. 51-65, 2000.
- [14] Forzatti, P., *Present status and perspectives in de-NO_x SCR catalysis*, Applied Catalysis A: General, no. 222, p. 221-236, 2001.
- [15] Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, *Guía de la Cogeneración*, Comunidad de Madrid, 2010.
- [16] Ganapathy, V., *Industrial Boilers and Heat Recover Steam Generators. Design, Applications and Calculations*, ABCO industries, Marcel Decker, 2003.
- [17] General Electric, *LM6000-60 HZ Gas Turbine Generator Set. Product Specification*, G. E. Energy, 2008.



-
- [18] Hesselgreaves, J. E., *Compact Heat Exchangers, Selection, Design and Operation*, 1ª Edición, Pergamon, 2001.
 - [19] Incropera, F. P. y DeWitt, D. P., *Fundamentos de transferencia de calor*, 4ª edición, Pearson, 1999.
 - [20] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, *Ánisis del potencial de cogeneración en la industria española 1997-2010*, IDAE, 1997.
 - [21] López, J. M., *La Nueva Directiva de Emisiones Industriales (DEI). Implicaciones en la Regulación Actual de AAI. Próximos Pasos y Calendario de Aplicación*, INERCO, 2011.
 - [22] Margarit i Roset, J., *Plan de Acción Nacional de Energías Renovables de España (PANER) 2011- 2020*, IDAE, 2010.
 - [23] Martí Sanz, J. L., *Calderas para cogeneración con Turbina de Gas*, Foster Wheeler Energía S.A., 1996.
 - [24] Moran, M. J. y Shapiro, H. N., *Fundamentals of Energy Thermodynamics*, 5ª Edición, John Wiley and Sons Inc., 2006.
 - [25] Orsenigo, C., Beretta, A., Forzatti, P., Svachula, J., Tronconi, E., Bregani, F. y Baldacci, A., *Theoretical and experimental study of the interaction between NO_x reduction and SO₂ oxidation over DeNO_x-SCR catalysts*, Catalysis Today no. 27, p. 15-21, 1996.
 - [26] Perry, R.H., Green, D. W., Maloney, J. O., *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 7ª Edición, McGraw-Hill, 1997.
 - [27] Rivero Torre, P., *La estrategia energética*, Comisión Nacional de Energía, 2011.
 - [28] Rodríguez Morales, J. J., *Perspectivas de la Cogeneración en España, Marco Legal*, Asociación Española de Cogeneración, 2010.
 - [29] Velasco Kindelán, M., *Curso básico calderas y energía*, Foster Wheeler energía S.A., 2007.